

Abbas Kazemi-Moghaddam

**Fehlerfrühidentifikation und -diagnose eines
elektrohydraulischen Linearantriebssystems**

Fehlerfrühidentifikation und -diagnose eines elektrohydraulischen Linearantriebssystems

Dem Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
eingereichte

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Abbas Kazemi-Moghaddam

aus Teheran

Berichterstatter:

Prof. Dr.-Ing. B. Stoffel

Mitberichterstatter:

Prof. Dr.-Ing. W. Kubbat

Tag der Einreichung:

10.12.1998

Tag der mündlichen Prüfung:

10.02.1999

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner wissenschaftlichen Tätigkeit am Fachgebiet Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik des Fachbereichs Maschinenbau der Technischen Universität Darmstadt.

Sehr herzlich danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Stoffel, dem Leiter des Fachgebietes, der durch seine Anregungen in konstruktiv-kritischen Diskussionen diese Dissertation maßgeblich gefördert hat. Sein stetes Interesse und seine Unterstützung bei der Arbeit bildeten ein äußerst motivierendes Forschungsklima. Herrn Prof. Dr.-Ing. W. Kubbat, dem Leiter des Fachgebietes Flugmechanik und Regelungstechnik, danke ich für seine fachübergreifenden Anmerkungen und die Übernahme der Mitberichterstattung. Ferner möchte ich an dieser Stelle die vielen anregenden Gespräche und fachlichen Diskussionen mit der „Aktuator-Gruppe“ erwähnen, insbesondere die Gespräche mit Herrn Dipl.-Ing. Rainer Oehler. Herrn Dr.-Ing. W. Schöneberger danke ich für seine fachlichen Anregungen und die Unterstützung meiner Arbeit.

Allen Kollegen, die mich bei meiner Arbeit unterstützt haben, spreche ich hiermit meinen Dank aus. Allen von mir betreuten Studenten, die im Rahmen ihrer Studien- und Diplomarbeiten an Teilaufgaben dieser Dissertation mitwirkten, danke ich herzlich für ihre Ideen und ihr Engagement. Dem Team des Sekretariats, Frau Plichta und Frau Prokop-Kroepelin, danke ich für die Erledigung vieler organisatorischer Aufgaben. Mein Dank gilt auch dem Werkstattleiter, Herrn M. Biebel, und seinen Mitarbeitern für die Unterstützung an meinem Laborversuchsstand.

Mein besonderer Dank gilt auch Herrn Dr.-Ing. R. Pfeiffer und Frau Dr.-Ing. G. Pfeiffer, die mich zu dieser Arbeit ermuntert haben und sie mit Interesse und vielen Hinweisen begleiteten.

Darmstadt, im Dezember 1998

Abbas Kazemi-Mogaddam

Inhaltsverzeichnis

Liste der verwendete Symbole und Zeichen

1 Einführung	1
1.1 Motivation für eine Fehlerdiagnose	3
1.2 Historische Entwicklung der Ölhydraulik	4
1.2.1 Entwicklung der Flüssigkeitshydraulik	4
1.2.2 Entwicklung der Ölhydraulik	5
2 Stand der Technik und aktuelle Entwicklung	7
2.1 Stellung der Ölhydraulik in der Technik	7
2.2 Komponenten fluidtechnischer Anlagen	9
2.2.1 Hydrostatische Arbeitsmaschinen	10
2.2.2 Steuer- und Regelgeräte	10
2.2.3 Hydrostatische Kraftmaschinen	12
3 Potentielle Fehlermöglichkeiten an ölhydraulischen Systemen	14
3.1 Fehler am Proportionalventil	16
3.2 Fehler am Hydraulikzylinder	19
4 Fehlerfrühidentifikation und -diagnose technischer Systeme	23
4.1 Begriffe und Definitionen	23
4.2 Aufgaben der Überwachung	24
4.3 Verfahrensmöglichkeiten der Fehleridentifikation	25
4.3.1 Signalgestützte Fehleridentifikation	25
4.3.2 Modellgestützte Fehleridentifikation und -diagnose	26
4.4 Einsatz der Verfahren im Hydraulikbereich	30
5 Aufbau der Versuchseinrichtungen	32
5.1 Konzeption des Prüfstands zur Fehleruntersuchung	32
5.2 Realisierbarkeit potentieller Fehler am Prüfstand	32
5.2.1 Potentielle Fehler	32
5.2.2 Real und künstlich untersuchbare Fehler	33
5.3 Das mechanische Teilsystem	36
5.4 Das hydraulische Teilsystem (s. Bild 5.4)	39
5.5 Meßtechnik und Meßeinrichtungen	42
5.5.1 Aufbau des elektrischen Teilsystems	42
5.5.2 Rechnergestützte Drucksensorenkalibrierung	45

5.6 Softwareprogramm zur Meßdatenerfassung	47
5.7 Automatisierung des Versuchsstandes	50
5.7.1 Motivation	50
5.7.2 Anforderungen an die Regelung	50
5.7.3 Messung am geregelten Linearantrieb	51
5.7.4 Entwicklungsmöglichkeiten	52
5.8 Konstruktiver Fehlereinbau am Hydraulikzylinder (erhöhter innere Leckage am Zylinder)	53
5.9 Technische Realisierung erhöhter innerer Leckage	58
5.9.1 Konstruktive Umsetzung der inneren Leckage am Hydrozylinder	60
5.10 Einsatz von Hydrospeichern zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens der Versuchsanlage	66
6 Prozeßidentifikation	74
6.1 Identifikation mit der Methode der Frequenzgangmessung	75
6.2 Versuchsablauf und Ergebnisbewertung	76
6.2.1 Ventil-Identifikation	77
6.2.2 Zylinder-Identifikation	79
6.3 Fehleridentifikation mit dem Frequenzgangverfahren	83
6.4 Zusammenfassung	85
7 Theoretische Modellbildung eines hydraulischen Linearantriebssystems	87
7.1 Modellbildung der Komponente Ventilhydraulik	87
7.1.1 Theoretische Modellierung der Durchflußgleichungen	88
7.2 Modellbildung des Hydraulikzylinders	92
7.2.1 Druckaufbau in den Kammern	93
7.2.2 Modellierung des mechanischen Teilsystems	96
7.3 Modell des Gesamtsystems	101
8 Schätzverfahren zur Fehlerfrühidentifikation und -diagnose	103
8.1 Identifikation nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate	103
8.2 Ergebnisse der Parameteridentifikation am Hydrozylinder	110
8.2.1 Ergebnisse der Parameteridentifikation im fehlerfreien Fall: „Normalzustand“	112
8.2.2 Ergebnisse der Parameteridentifikation im Fehlerfall (erhöhte innere Leckage)	113
8.3 Parameteridentifikation eines nichtlinearen Mehrgrößensystems	116
8.4 Simulationsergebnisse für einen Hydrozylinder mit dem erweiterten Kalman-Filter	123

8.4.1 Schätzergebnisse am Hydrozylinder für fehlerfreien Zustand: „ohne Leckage“	123
8.4.2 Schätzergebnisse am Hydrozylinder im Fehlerfall (mit erhöhter Leckage)	127
8.4.3 Diskussion der Ergebnisse	131
9 Fehlersimulation durch Prinzip- und Gestaltvariation hydraulischer Ventile	133
9.1 Ventilbeschreibung	133
9.2 Potentielle Fehlermöglichkeiten des Ventils (hydraulische Komponente)	135
9.2.1 Fehlersimulation durch Gestaltvariation	135
9.3 Lösungsansätze für künstliche Fehlereinbringung	136
9.3.1 Realisierung der Reibkraftsimulation am Steuerschieber und Rückstellfedersimulation	136
9.3.2 Vorstellung unterschiedlicher Lösungsprinzipien	137
9.3.2.1 Schraubdrossel im Druckausgleichskanal (V1)	138
9.3.2.2 Blende in externem Bypass (V2)	139
9.3.2.3 Beidseitige Druckbeaufschlagung der Schieberstirnflächen (V3)	140
9.3.2.4 Federvorspannungsverstellung über Hebelmechanik (V4)	141
9.3.2.5 Federvorspannungsveränderung über einen Schraubenbolzen (V5)	142
9.3.2.6 Gummireibung an Schieberverlängerung (V6)	143
9.3.2.7 Klemmreibung durch Konuswirkung an Schieberverlängerung (V7)	143
9.3.2.8 Anforderungen zum Optimieren von Prozeßverhalten und Fehlersimulation	145
9.3.2.9 Konstruktive Modifikation eines elektrohydraulischen Ventils zur Realisierung von verschieden großen Reibkräften	146
9.3.3 Inbetriebnahme des konstruktiv veränderten Proportionalventils	147
9.3.4 Identifikation der konstruktiv veränderten Ventilparameter	150
9.4 Modellbildung des Ventils	155
9.4.1 Modellierung des Hubmagneten	155
9.4.2 Auswirkung eines Windungsschlusses am Hubmagneten im Ventil	157
9.4.3 Schätzung der physikalischen Hubmagnetparameter mit künstlichem Fehler	158
9.5 Modell des mechanischen Teilsystem	162
10 Zusammenfassung und Ausblick	165
Anhang	168
Literaturverzeichnis	175

Liste der verwendete Symbole und Zeichen

Formelzeichen (*Lateinische Symbole*)

Zeichen	Einheit	Bedeutung
A	m^2	Fläche
B	$\text{m}^3/(\text{sN}^{0.5})$	Durchflußbeiwert
c	N/m	Federsteifigkeit
C_H	m^5/N	hydraulische Kapazität
D	Ns/m	Dämpfungsbeiwert
d,D	m	Durchmesser
E	N/m^2	Kompressionsmodul
E'	N/m^2	Ersatzkompressionsmodul
f	Hz	Frequenz
F	N	Kraft
F_R	N	Reibungskraft
F_{RS}	N	Kraft Rückstellfeder
F_{stati}	N	stationäre Strömungskraft
F_{Str}	N	Strömungskraft
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
h	m	Höhe
I	A	Strom
K		Verstärkung
K_L	$\text{m}^4/\text{s}/\text{kg}$	laminarer Durchflußbeiwert, Leckölkoeffizient
l	m	Länge
L	H	Induktivität
LTB	\sqrt{N}	Laminar-turbulenter Beiwert
m	kg	Masse
p	N/m^2	Druck
Q	m^3/s	Volumenstrom
R	Ω	Widerstand
Re		Reynoldszahl
t	s	Zeit
T_0	s	Abtastzeit
T_t	s	Totzeit des Prozesses
T	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
U	V	Spannung
u, v	m/s^2	Geschwindigkeit
u	V	Spannung
V	m^3	Volumen
y_{0i}	m	negative Überdeckung der Steuerkante i
y_s	m	Steuerschieberweg
y_K	m	Zylinderkolbenweg, -position

Formelzeichen (*Griechische Symbole*)

Zeichen	Einheit	Bedeutung
α_D		Durchflußzahl
β	-	Abklingkonstante der Haftreibung
γ	kg/(m ³ °C)	Wärmeausdehnungskoeffizient
η	Ns/m ²	dynamische Viskosität
ϑ	°C	Temperatur
ν	m ² /s	kinematische Viskosität
ρ	kg/m ³	Dichte
ω	rad/s	Kreisfrequenz
σ	N/mm ²	Spannung
μ	-	Reibwert
ζ	-	Widerstandsbeiwert

Regelungstechnische Größen

Zeichen	Dim.	Bedeutung
s		Laplace-Operator
z		z-Operator
w		Führungsgröße (Sollwert)
u		Stellgröße (Prozeßeingangssignal)
y		Regelgröße (Prozeßausgangssignal)
e		Regelabweichung
$\underline{A}, \underline{B}, \underline{C}$		System-, Eingangs-, Ausgangsmatrix
$\hat{\underline{A}}, \hat{\underline{B}}, \hat{\underline{C}}$		System-, Eingangs-, Ausgangsmatrix (Beobachter)
σ^2	-	Varianz
Φ	n×n	linearisierte diskrete Systemmatrix, Transitionsmatrix
$\underline{\theta}$	-	Schätzvektor, Modellparameter
$\underline{\psi}$	-	Datenvektor
$\mathbf{0}, \underline{0}$	-	Nullmatrix, -vektor
\mathbf{A}	n×n	Systemmatrix
\mathbf{B}	n×q	Eingangs-, Steuermatrix
\mathbf{C}	m×n	Ausgangsmatrix
\underline{e}	m×1	Residuen-, Fehlervektor
\mathbf{F}	n×n	linearisierte kontinuierliche Systemmatrix (Jacobi-Matrix)
f	n×1	nichtlineare kontinuierliche Systemfunktion
$G_{(s)}$	-	Übertragungsfunktion im Laplacebereich
\mathbf{H}	m×n	linearisierte diskrete Meßmatrix
\underline{h}	m×1	nichtlineare diskrete Meßgleichung
\mathbf{I}	-	Einheitsmatrix
\mathbf{K}	n×m	Verstärkungsmatrix

N		Störsignal
P	$n \times n$	Schätzfehler-Kovarianzmatrix
p	-	physikalische Prozeßkoeffizienten
Q	$r \times r$	Kovarianzmatrix des Systemrauschens
R	$m \times m$	Kovarianzmatrix des Meß- oder Sensorrauschens
<u>u</u>	$q \times 1$	Eingangsgroßenvektor
U	-	Eingangsgröße des Prozesses (Großsignalbereich)
<u>v</u>	$m \times 1$	Störgrößenvektor des Meßrauschens
<u>w</u>	$r \times 1$	Störgrößenvektor des Systemrauschens
<u>x</u>	$n \times 1$	Zustandsgrößenvektor
X	-	Zustandsgröße
Y	-	Ausgangsgröße des Prozesses (Großsignalbereich)
<u>y</u>	$m \times 1$	Ausgangsgroßenvektor
mit	n	Systemordnung, Anzahl der Zustandsgrößen
	m	Anzahl der gemessenen Ausgangsgroßen
	r	Anzahl der Störgrößen (unbekannte Eingangsgroßen)
	q	Anzahl der Eingangsgroßen

Indices

A	Kammer A
B	Kammer B
C	Coulombsche Reibung
G	Gehäuse
H	Haftreibung
k	diskrete Zeitvariable
K	Kolben, Kompression
L	Last
Li, La	Leckstrom innen, außen
min, max	minimal, maximal
Mess	Messung
p	Druck
P	Pumpe
R	Reibung
T	Tank
V	Ventil
ref	Referenz-, Bezugswert

Abkürzungen

A/D	Analog Digital
D/A	Digital Analog
ARF	a llgemeinen r ationalen F orm
DSFI	D iscrete S quare Root F ilter in the I nformation Form
EKF	Erweitertes Kalman-Filter
FESIM	Fehlersimulation
LS	Least Squares (Methode der kleinsten Fehlerquadrate)
LSB	Least Significant Bit
LVDT	Linear variable differential transformer (induktiver Wegaufnehmer)
PRBS	Pseudo-Rausch-Binär-Signal
PT ₁	Verzögerungsglied erster Ordnung
PT ₂	Verzögerungsglied zweiter Ordnung
PT ₂ T _t	Totzeitbehaftetes Verzögerungsglied zweiter Ordnung
PTFE	Polytetrafluorethylen
PC	Personal Computer
RLS	Recursive Least Squares (rekursive Methode der kleinsten Fehlerquadrate)

Weitere Bezeichnungen

cov{ }	Kovarianz
diag{ }	Hauptdiagonale einer quadr. Matrix
E{ }	Erwartungswert

$$\sigma(x) = \begin{cases} 1 & : x > 0 \\ 0 & : x \leq 0 \end{cases} \quad \text{Sprungfunktion}$$

$$\text{sign}(x) = \begin{cases} +1 & : x > 0 \\ 0 & : x = 0 \\ -1 & : x < 0 \end{cases} \quad \text{Signumfunktion}$$

1 Einführung

In den letzten Jahrzehnten sind mit den immer aufwendigeren technischen Prozessen die Anforderungen an die Verfügbarkeit und die Zuverlässigkeit aller Anlagen gesteigert worden. Infolge der Vielseitigkeit und ihrer hohen Kraftdichte stieg damit auch der Einsatz ölhydraulischer Antriebe, Steuerungen und Regelungen an. Die Einsatzgebiete reichen dabei von einfachen Hilfsfunktionen bis zu komplexen Anwendungen. Die immer kürzeren Innovationsphasen und kleinere Stückzahlen bei steigender Variantenvielfalt stellen immer höhere Anforderungen an die Zuverlässigkeit der ölhydraulischen Systeme. Dazu kommt, daß wegen der immer größeren Automation die reinen ölhydraulischen Antriebe in zunehmendem Maße mit der Elektronik kombiniert werden, was immer höhere Anforderungen an das dynamische Verhalten der Anlage stellt. So wird heute in steigendem Umfang nicht mehr mit schaltenden Ventilen oder Konstantpumpen sondern mit Servo- oder Proportionalventilen (schnellen Proportionalventilen, also Regelventilen) und Verstellpumpen gearbeitet, wobei die elektronische Signaleingabe sich nicht mehr auf reine Steuerungen beschränkt, sondern mit Hilfe geschlossener Regelkreise arbeitet. All diese vorgenannten Bedingungen führen auch zu immer höheren Ansprüchen an die Sicherheit, Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit dieser Anlagen, so daß in zunehmendem Maße Bedarf an Einrichtungen und Methoden zur automatisierten Überwachung und Fehlerdiagnose der Anlagen besteht. Zu beachten ist hierbei, daß Maßnahmen, die die Sicherheit erhöhen, normalerweise die Zuverlässigkeit verringern, da die zusätzlichen Sicherheitskomponenten zu erhöhter Störanfälligkeit führen.

Ein weiteres wesentliches Kriterium beim Einsatz von Systemen zur Fehlerfrühidentifikation ist der Anlagenaufbau, d.h. ob es sich um eine gesteuerte oder geregelte Anlage handelt. Arbeitet ein Prozeß mit offener Steuerkette, so genügt eine Überwachung der einzelnen eingesetzten Komponenten, im Falle eines ölhydraulischen Antriebs also Hydropumpe mit Zubehör (Ölbehälter, Filter) Steuerung (Ventile) und Abtrieb (Hydrozylinder, - motor). Beim geschlossenen Regelkreis dagegen ist zusätzlich eine komplexe Überwachung des gesamten Regelkreises erforderlich. Neben der Überwachung einzelner Funktionskomponenten im Regelkreis kann auch die Gesamtfunktion des Regelkreises überwacht werden. Es ist einmal der Fall zu betrachten, daß ein Fehler in einer Regelkreiskomponente vorliegt, ohne das Regelziel zu verfehlen, zum anderen kann ein Fehler auch dazu führen, die Gesamtfunktion des Regelkreises zu beeinträchtigen [17].

Ziel der vorliegenden Arbeit

Am Fachgebiet Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik wurde 1995 mit theoretischen und experimentellen Untersuchungen zur Fehlerfrühidentifikation und -diagnose an ölhydraulischen Systemen begonnen. Zielsetzung ist die Fehlerfrühdiagnose von Störungen und Schäden an den wichtigsten Komponenten, wie Proportionalventil und Hydrozylinder, z. B. innere Leckage, erhöhte Reibung, Verschmutzung, Kavitation, Windungsschluß, Unterbrechung.

Hierzu werden folgende Punkte bearbeitet:

- Planen und Aufbau eines geeigneten, flexiblen Versuchsstandes zur Fehlererkennung (Konzept)
- Erzeugen geeigneter künstlicher Fehler (konstruktive Auslegung) an hydraulischen Komponenten
- Aufstellen benötigter theoretischer Modelle
- Ermitteln geeigneter Methoden der Fehlerfrühidentifikation und -diagnose zum Einsatz im Hydraulikbereich
- Prüfen der Methoden auf ihre praktische Eignung am Versuchsstand
- Darüber hinaus werden die Methoden auf ihre Eignung an realen Anlagen mit künstlich eingebauten Fehlern getestet.

Gliederung der Arbeit:

Zuerst wird eine kurze Übersicht über die Ölhydraulik in Kapitel 2 gegeben. Im Vordergrund steht dabei die Fehlerdiagnose. Die potentiellen Fehlermöglichkeiten in einem hydraulischen System werden in Kapitel 3 erläutert, und es werden darauf aufbauend die für die Fehlerfrühidentifikation und -diagnose notwendigen Verfahren in Kapitel 4 vorgestellt. Eine wesentliche Aufgabe dieser Arbeit ist die praktische Anwendbarkeit der Fehlerfrühidentifikation. Zu diesem Zweck wurde ein Versuchstand aufgebaut, der einen direkten Vergleich von fehlerhaften und fehlerfreien Teilsystemen zuläßt. Der Versuchstand wird in Kapitel 5 beschrieben. Die experimentelle Modellbildung an dem Versuchstand wird in Kapitel 6 dargestellt und bewertet. Das darauffolgende Kapitel befaßt sich mit der theoretischen Modellbildung der Teilsysteme des hydraulischen Linearantriebs. Aus der theoretischen und praktischen Modellbildung wird in Kapitel 8 ein Verfahren für die Fehlerfrühidentifikation entwickelt. Dazu werden Identifikationsverfahren auf Basis von RLS-Algorithmus und einem erweiterten Kalmanfilter untersucht und beurteilt. In Kapitel 9 werden verschiedene Lösungsansätze für die Simulation von Fehlern vorgestellt und die Messungen an einem veränderten Ventil vorgestellt. Eine Zusammenfassung der erarbeiteten Ergebnisse bildet den Abschluß der Arbeit.

1.1 Motivation für eine Fehlerdiagnose

Stand der Technik ist zur Zeit eine vorbeugende Instandhaltung ölhydraulischer Anlagen, wobei in zyklischen Abständen entsprechende Kontrollen und aktuelle Maßnahmen durchgeführt werden. Diese Vorgehensweise hat auch Nachteile. So muß aus Sicherheitsgründen die Kontrolle und eventuell ein Austausch wesentlich früher als vor dem voraussichtlichen Ausfallzeitpunkt erfolgen. Trotzdem können Ausfälle vor dem Wartungszeitpunkt nicht ausgeschlossen werden. Außerdem birgt die vorbeugende Instandhaltung selbst Probleme in sich, da auftretende Schäden teilweise auf fehlerhaft durchgeführte Wartungsarbeiten zurückgeführt werden können.

Das frühzeitige Erkennen von entstehenden Schäden kann somit als primäres Ziel betrachtet werden, um eine Wartung nach Bedarf durchführen zu können. Je nach Ursache, Ort und Größe des Fehlers lassen sich dann gezielte Gegenmaßnahmen einleiten. Dadurch können nicht nur kostenintensive Ausfälle des Gesamtsystems oder von Teilkomponenten vermieden werden, sondern auch Material- und Lohnkosten gegenüber einer periodischen Wartung reduziert werden. Die zustandsabhängige Wartung bewirkt also in erster Linie eine Erhöhung der Verfügbarkeit. Ziele der Fehlerfrühidentifikation und -diagnose sind:

- Flexible Wartung nach Bedarf. Durch eine ständige automatische Kontrolle ist es möglich, die Wartungsintervalle optimal an den Betriebszustand anzupassen.
- Die Verkleinerung der Ausfallzeiten durch Wartung erhöht die Verfügbarkeit und die Wirtschaftlichkeit (Produktivität).
- Gefährliche Betriebszustände können rechtzeitig erkannt und vermieden werden, wodurch eine erhöhte Sicherheit entsteht.
- Möglichkeit der Kontrolle über weite Entfernung (Fehlerferndiagnose).

Mittlerweile wird der Forschung in Bezug auf Fehlerfrühidentifikation und -diagnose echtes Interesse entgegengebracht. Einen Überblick über den Forschungsstand auf diesem Gebiet geben die Beiträge der Symposien SAFERPROCESS 91 (Baden-Baden) und SAFERPROCESS 94 (Helsinki). Da in der Literatur bereits eine Vielzahl von (modellgestützten) Verfahren vorgeschlagen wird, die sich im wesentlichen durch verschiedene Spezifikationen des Fehleridentifikationsproblems unterscheiden, sollen geeignete Verfahren im Hydraulikbereich eingesetzt werden, die sowohl gleichzeitige Schätzung von Parametern und Zustandsgrößen ermöglichen; d. h. passende Methoden bzw. Verfahren zur Fehlerfrühidentifikation und -diagnose [26, 41, 42, 59].

Anforderungen für ein Fehleridentifikationssystem sind insbesondere:

- hohe Empfindlichkeit gegenüber Fehlern (auch keinen oder sich anbahnenden)
- zuverlässiges Erkennen von Fehlern (kein Fehlalarm)
- schnelles Alarmieren (Schutzsystem)
- wenig on-line-Rechenaufwand
- möglichst keine zusätzliche Sensorik, soweit wie möglich existierende Prozeßinformationen verwenden
- Robustheit der Diagnose gegenüber äußeren Störungen
- kurze Reaktionszeit im Fehlerfall
- benutzerfreundliche Bedienbarkeit

Da die Fehlererkennung die Vorstufe für die anschließende Diagnose mit Fehlerklassifikation ist, ist es besonders wichtig, Fehlermerkmale zu generieren, die maximalen Informationsgehalt aufweisen. Insbesondere der enge Zusammenhang mit der zugrundeliegenden Physik des Prozesses soll dabei gewahrt bleiben, da die physikalischen Gesetzmäßigkeiten im Gegensatz zu abstrakten, rein mathematischen Modellen wesentlich eindeutiger in Bezug auf Fehlerauswirkungen interpretierbar sind.

1.2 Historische Entwicklung der Ölhdraulik

1.2.1 Entwicklung der Flüssigkeitshdraulik

Die Nutzung der Energieübertragung durch Flüssigkeiten - insbesondere die Verwertung der Lageenergie des Wassers - durch den Menschen, begann schon im 3. Jahrhundert v. Ch.. Es wird berichtet, daß Vitruv von Ktesibios zu dieser Zeit eine zweizylindrige Kolbenpumpe erfand [68]. Etwa ein Jahrhundert später wurden die ersten Wasserräder geschaffen [7]. Zu dieser Zeit entstanden auch die ersten Momenten-Drehzahl-Transformatoren in Form hölzerner Zahnräder. Das System Wasserrad-Transformator wurde im vorderasiatischen Raum im Bereich der Landwirtschaft zum Bewässern pflanzlicher Anbauflächen genutzt. Anschließend ist ein Stillstand in der Entwicklung zu verzeichnen, der bis ins 15. Jahrhundert reicht. Die eigentliche Entwicklung ölhdraulischer Aggregate beginnt dann 1588, als Ramelli in seinem Buch "Capselkunst" eine Flügelzellenpumpe sowie einen Vorläufer der heutigen Axialkolbenpumpe abbildet. 1597 erfindet Johannes Kepler die Zahnradpumpe, die er 1604 ausführlich beschreibt. Praktische Einsatzmöglichkeiten gibt er jedoch nicht an.

Erste theoretische Grundlagen für den Einsatz der Hydrostatik werden 1663 durch Blaise Pascal gegeben, der das Prinzip der hydraulischen Presse beschreibt und nachweisen kann, daß eine Veränderung der Wirkflächen in einem kommunizierenden System eine Änderung von Kräften,

Wegen und Geschwindigkeiten zur Folge hat. Dieses Prinzip wird erstmals 1795 durch Joseph Bramah in Form einer hydraulischen Presse zur Krafterzeugung in die Praxis umgesetzt und patentiert [7, 68].

Nachdem also Komponenten zur Druckerzeugung und zur Umsetzung hydrostatischer in mechanische Energie bekannt waren, sind die Entwicklungen von W. G. Armstrong, der um 1860 eine Reihe von Steuerelementen zur Beeinflussung des hydraulischen Leistungsflusses (ursprüngliche Wege-, Druck- und Stromventile) generierte, besonders beachtenswert. Diese Erfindungen ermöglichten - vor allem im Schiffsbau - den Einsatz der Hydrostatik zum Betrieb von Ankerwinden und Hebebäumen. Allerdings wurde als Druckflüssigkeit ausschließlich Wasser eingesetzt, wodurch aufgrund seiner spezifischen Eigenschaften die Leistungsdichte der Anlagen relativ gering waren.

1.2.2 Entwicklung der Ölhydraulik

Der eigentliche Beginn der Ölhydraulik kann auf das Jahr 1905 zurückgeführt werden, als Williams und Janney ein hydrostatisches Getriebe in Axialkolbenbauweise entwickelten und dabei erstmals an Stelle von Wasser Mineralöl als Druckflüssigkeit einsetzten. Der Übergang zu dem neuen Druckmedium brachte eine gewaltige Steigerung der Leistungsdichte mit sich. Die Leistungssteigerung um den Faktor 150 ist aber nicht ausschließlich dem Wechsel zum Mineralöl als Fluid zuzuschreiben. Erkenntnisse zum Reibverhalten unterschiedlicher Gleitpaarungen trugen ebenfalls dazu bei. Auf der Basis der Arbeiten von Williams und Janney entwickelt 1910 Hele Shaw die erste brauchbare Radialkolbenmaschine, 1924 erhält Hans Thoma ein Patent für eine Schrägachsenaxialkolbenmaschine. In den Jahren während und zwischen den Weltkriegen stagniert die Entwicklung ein wenig, sieht man einmal davon ab, daß um 1936 Henry Vickers erste vorgesteuerte Ventile konstruiert [7]. Nachdem 1950 Jean Mercier in größerem Umfang Gasdruckspeicher entwickelte und deren praktische Vorteile nachwies, konnte die grundsätzliche Verfügbarkeit aller ölhydraulischen Komponenten als gegeben betrachtet werden. Parallel dazu verlief die Verbesserung des Druckmediums. Als Medium wurde statt Mineralöl Hydrauliköl verwendet, ein Gemisch aus ca. 75% kettenförmigen und 25% ringförmigen Kohlenwasserstoffen. Zur Verbesserung bestimmter Eigenschaften, wie Lebensdauer, Verschleißverhalten usw., wurden die Hydrauliköle zunehmend legiert, d. h. es wurden öllösliche, aber ölfremde Stoffe mit ähnlicher Dichte als zusätzliche Wirkstoffe zugesetzt. Ebenfalls in den 50er Jahren begann die Entwicklung schwerentflammbarer Hydraulikflüssigkeiten, die dem Problem des niedrigen Flammpunktes konventioneller Öle Abhilfe schaffen sollten.

Allen Komponenten im steuernden Teil (Ventile) einer hydraulischen Anlage hing bis dahin der Nachteil eines unstetigen Schaltverhaltens an. Eine stetige Beeinflussung des Volumenstromes oder Druckes war nicht möglich. Hier schufen 1958 Blackburn, Lee und Shearer [68] Abhilfe, die ihre Arbeiten zur Servohydraulik

(besonders im Hinblick auf den Einsatz in Flugzeugen) vorstellten. Damit waren zum ersten Mal Stetigventile verfügbar, die allerdings den Nachteil hatten, fertigungstechnisch sehr anspruchsvoll und schmutzempfindlich zu sein. Ein Einsatz in der allgemeinen Industrieautomation blieb ihnen deshalb versagt, nicht zuletzt auch wegen

des hohen Preises. Erst die Entwicklung der Proportional-magnete und der daraus resultierenden Proportionalventiltechnik ermöglichte den Einsatz von Stetigventilen in weiten Bereichen der Industrie.

Eingeleitet durch die zahlreichen Entwicklungen und Erfindungen in der ersten Hälfte dieses Jahrhunderts, setzte eine lebhafte Entwicklung der hydraulischen Komponenten erst nach 1950 ein. In stetiger Weiterentwicklung

wurden nun bestehende Ölhydraulikkomponenten verbessert. Beispiele sind die Schaltungstechnik mit 2-Wege-Einbauventilen, das Load-Sensing-Verfahren, welches den Betriebsdruck auf den gerade benötigten Lastdruck begrenzt und somit Energie spart, sowie die Blockbauweise bei Ventilen.

Besonders deutlich wird die Leistungssteigerung bei den Grundkomponenten hydraulischer Kreisläufe, Axialkolbenpumpe und Wegeventil, hervorgerufen durch die stetige Erhöhung der Antriebsdrehzahlen und Drücke sowie verbesserte Fertigungstechnologien [34].

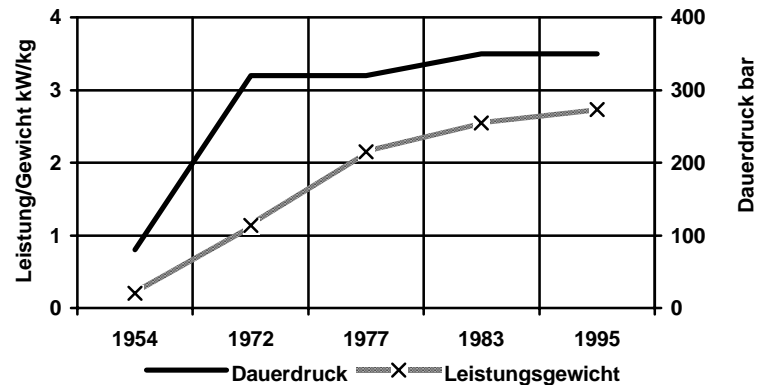


Bild 1.1: Entwicklung von Dauerbetriebsdruck und Leistungsgewicht bei Axialkolbenpumpen

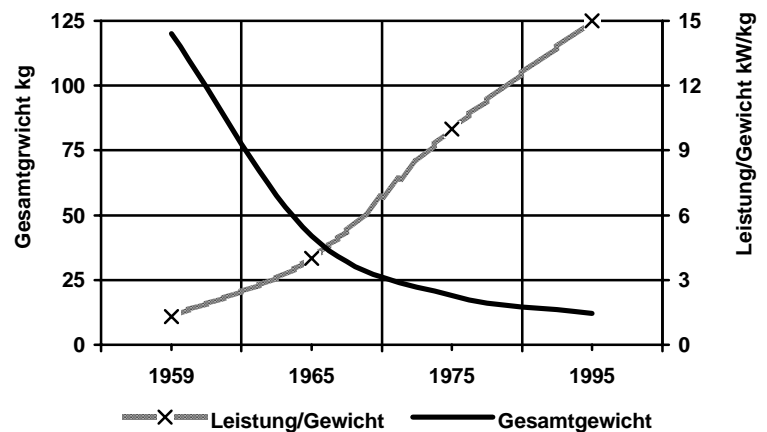


Bild 1.2: Gewicht und Leistungsgewicht bei vorgesteuerten Ventilen ($Q=300 \text{ L/min}$)

2 Stand der Technik und aktuelle Entwicklung

2.1 Stellung der Ölhydraulik in der Technik

Aufgrund zahlreicher Vorteile ist die Ölhydraulik aus der modernen Antriebstechnik nicht mehr wegzudenken. Fast der gesamte Maschinenbau nutzt heute fluidtechnische Komponenten. Beginnend bei Werkzeug- und Verarbeitungsmaschinen über Schiffs-, Flugzeug- und Kfz-Bau und nicht zuletzt bei Landwirtschafts- und Baumaschinen wird die hohe Leistungsfähigkeit der Hydraulik genutzt. Nach Angaben des VDMA 1997 [24] lag der Umsatz an ölhydraulischen Bauteilen und Baugruppen in Deutschland bei ca. 4,1 Milliarden DM. Hydroventile sind daran mit ca. ¼ beteiligt. Die deutsche Fluidtechnik übernimmt somit die Rolle eines Technologieführers, die sich in der Innovationsstärke der Branche, ausgedrückt durch die höchste Patentintensität (Anzahl der Patente pro Umsatz), darstellt. Eine weitere Spitzenstellung wird mit einem Anteil von 35% an den weltweiten Exporten eingenommen (Ifo-Institut, München, Bild 2.1).

Die starke Entwicklung der Elektronik in den letzten 20 Jahren, begleitet von einem enormen Preisverfall der verfügbaren Mikrorechner und Computersysteme, gaben den elektrischen Antrieben gewaltige Entwicklungsimpulse, so daß es den Anschein hatte, als würden sie die Hydraulik aus Teilen ihrer angestammten Einsatzorte verdrängen.

Vor Jahren waren Hydraulikfachleute

schon der Ansicht, daß eine entscheidende Innovation auf dem Hydrauliksektor nur durch Einbeziehung neuer regelungstechnischer Verfahren in Verbindung mit der Mikroelektronik erfolgen kann. Besonders durch die bauliche Integration von Sensoren, Aktoren und Rechenbausteinen können neue Funktionen realisiert werden. Ziel dieser Symbiose ist es, die Vorteile beider Systeme zu nutzen sowie deren Nachteile, soweit möglich, zu vermeiden. Dabei werden Aufgaben der Signalverarbeitung und Regelung von der Elektronik übernommen, während der Leistungsfluß auf hohem Niveau mit Mitteln der Fluidtechnik erfolgt. Von daher wäre es eigentlich korrekter den Begriff "Ölhydraulik" durch das Wort "Elektrohydraulik" zu ersetzen.

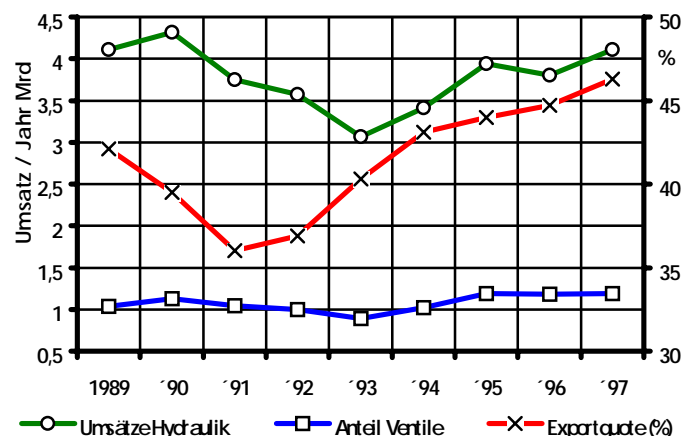


Bild 2.1: Umsatzentwicklung hydraulischer Elemente nach VDMA-Statistik. 1997

Vor- und Nachteile der Ölhydraulik

Es werden im wesentlichen zwei Einsatzbereiche der Hydraulik unterschieden. Zum einen ist das die Stationärhydraulik, die den größten Anwendungsbereich darstellt, und zum anderen die Mobilhydraulik, bei der noch viele Steuerglieder manuell betätigt werden müssen. Als Gründe für die große Verbreitung (Bild 2.1) sind eine Reihe von Vorteilen zu nennen, die für die Hydraulik systemspezifisch sind. Diese Vorteile sind insbesondere die hohe Kraftdichte der Hydraulik (auf den Druck bezogen, ergibt die Kraft pro Fläche : $\Lambda_H \leq 500 \text{ bar}$, $\Lambda_E \approx 4 \text{ bar}$). Beim Elektromotor ergibt sich diese aus der Stromdichte und der magnetischen Induktion bezogen auf die Wirkfläche des Rotors. Selbst unter der theoretischen Annahme, der Spalt zwischen Rotor und Stator sei unendlich klein, würde sich Λ_E nur auf etwa 16 bar erhöhen. Diese hohe Kraftdichte sorgt für geringe Massen und kleine Einbauräume der zu verbauenden Komponenten in Antriebssystemen. Gegenüber entsprechenden Bauteilen gleicher Leistung der Elektroantriebstechnik beträgt das Massenverhältnis m_E/m_H ca. 14:1, und bei den entsprechenden Einbauverhältnissen ergibt sich ein durchschnittliches Verhältnis von $V_E:V_H=26:1$. Auch ein Vergleich der Massenträgheitsmomente fällt mit einem Quotienten von $\theta_E:\theta_H=10:1$ eindeutig zugunsten der Hydraulik aus [82]. Die hohe Leistungsverstärkung hydraulischer Stell- und Steuerglieder, die Werte zwischen 10^4 bis 10^8 annimmt, darf ebenfalls nicht unerwähnt bleiben.

Tabelle 2.1: Gegenüberstellung Elektro- und Hydraulikantriebe

	Elektrische Antriebe	Hydraulische Antriebe
Massen (b. gleicher Leistung)	$m_E = 14$	$m_H = 1$
Raumbedarf beim Einbau	$V_E = 26$	$V_H = 1$
rotatorische Trägheitsmomente (bei gleicher Leistung)	$\theta_E = 10 \text{ bis } 100$	$\theta_H = 1$

Weiterhin ist der große Verstellbereich bei Anfahen mit voller Kraft bzw. vollem Drehmoment zu nennen. Ein 4-Quadranten-Betrieb ist ohne weiteres möglich.

Aber auch die Nachteile ölhydraulischer Systeme dürfen nicht außer acht gelassen werden. Insbesondere die Leistungsverluste in Hydraulikanlagen sind, bedingt durch die Flüssigkeitsreibung und die Druckdifferenzen, größer als bei mechanischen bzw. elektrischen Antrieben. Die temperaturbedingte Viskositätsänderung des Fluids bedingt eine Verschiebung des Arbeitspunktes sowie eine Veränderung der Leckverluste im Kreislauf. Außerdem ist die Schmutzempfindlichkeit der Baugruppen zu nennen, die mit der Erhöhung des Betriebsdruckes stark zunimmt, da hier die Spaltmaße zur Verringerung der Leckverluste besonders klein gehalten

werden müssen. Vor allem die starke Nichtlinearität fluidtechnischer Komponenten kann zu regelungstechnischen Problemen führen, ebenso wie die niedrige Eigendämpfung des Systems. Die mögliche Gefährdung durch Brände des Hydrauliköls darf nicht vergessen werden, da die Zündtemperatur gealterter Öle und Ölnebel stark absinkt [81]. Bei dem notwendigen, regelmäßigen Austausch des Fluids stellt sich außerdem die Frage nach der sachgemäßen, umweltverträglichen Entsorgung bzw. Beseitigung. Dies ist ein Grund für die Forschung nach einem geeigneten Ersatzstoff, insbesondere im Hinblick auf biologische Abbaubarkeit. HFA-Flüssigkeiten verhalten sich hier besonders günstig.

2.2 Komponenten fluidtechnischer Anlagen

Jedes hydraulische System lässt sich in folgende Hauptbaugruppen gliedern:

- Hydrostatische Arbeitsmaschinen
- Steuer- und Regelgeräte
- Hydrostatische Kraftmaschinen

Im folgenden wird ein Einblick in diese Hauptgruppen gegeben, ohne jedoch den Anspruch auf Vollständigkeit zu erheben. Da sich die vorliegende Arbeit vornehmlich mit schnellen Proportionalventilen und Hydrozylindern beschäftigt, wird diesen ein eigener Abschnitt gewidmet.

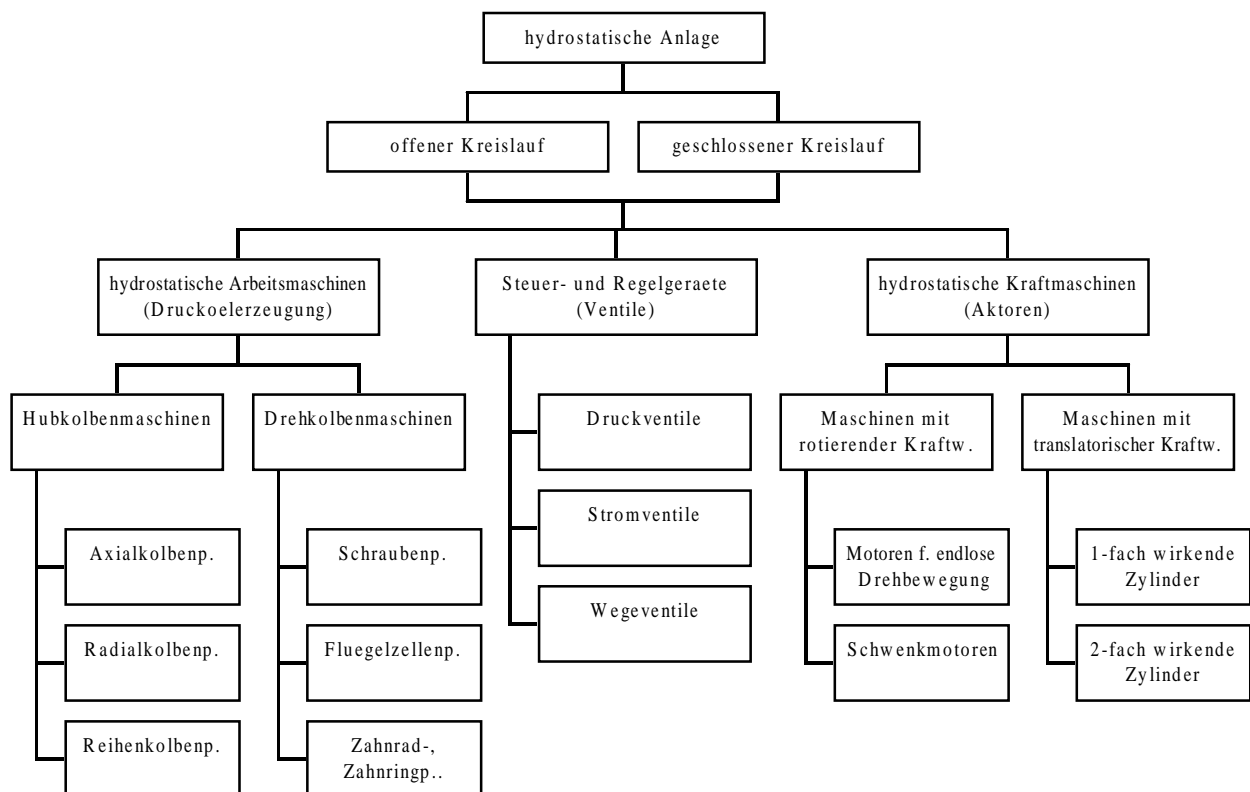


Bild 2.2: Grundsätzlicher Aufbau ölhydraulischer Anlagen

2.2.1 Hydrostatische Arbeitsmaschinen

Die Wandlung der in das System eingebrachten Energie in einen entsprechenden Ölstrom geschieht in der Versorgungseinheit, die als wesentliche Baugruppen den Öltank, die Hydropumpe und Hilfselemente wie Filter, Speicher, Druckbegrenzungsventil, Wärmetauscher und Kontrollgeräte enthält. Meist werden Pumpen von Elektro- oder Verbrennungsmotoren angetrieben. Häufig bilden alle diese Elemente eine räumliche bzw. bauliche Einheit und haben die Funktion, mechanische Energie in hydraulische Energie zu wandeln. Aufgabe ist nicht Fördern oder Transportieren von Fluiden, sondern Übertragen von Leistungen, Momenten, Drehzahlen, Kräften, Geschwindigkeiten. Den Bauformen der eingesetzten Pumpen liegen unterschiedliche Formen der Verdrängergestaltung zugrunde. Weiterhin können die Pumpen in verstellbare und nicht verstellbare Bauformen eingeteilt werden. Tabelle 2.2 gibt einen Vergleich der üblichen Arbeitsmaschinen ölhdraulischen Anlagen wieder:

Tabelle 2.2: Vergleich der Pumpenbauarten

Bauart	Antriebsdrehzahl (min ⁻¹)	zul. Betriebsdruck (bar)	Förder-volumen (cm ³)	A-Schallleistungspegel (dB)	Wirkungsgrad (%)
Außenzahnradpumpe	800-3500	250	1-200	61-88	80-92
Innenzahnradpumpe	1200-5000	300	3,6-500	69-83	87-93
Flügelzellenp.	500-5000	230	2,8-196	73-88	80-88
Axialkolbenp.	500-6000	400	6-3584	75-98	89-93
Radialkolbenp.	300-2600	700	1,2-1015	69-83	90-92

Auf die Hilfselemente wie Filter, Überwachungsgeräte, Armaturen, Rohrleitungen usw. soll an dieser Stelle nicht eingegangen werden, da sie in einer Vielzahl von Varianten vorliegen und gängigen Herstellerkatalogen entnommen werden können.

2.2.2 Steuer- und Regelgeräte

Ventile sind das Bindeglied zwischen elektrischem Signalkreis und den hydraulischen Leistungsteilen. Im wesentlichen werden drei Ventilarten unterschieden:

Druckventile: Ihre Funktion beschränkt sich in der Regel darauf, den Druck für ein nachgeschaltetes System zu begrenzen oder ihn auf einem konstanten Niveau zu halten. Dies wird in der Regel mit Druckwaagen und veränderlichen Blendenquerschnitten erreicht. Das Ventil stellt somit einen Einfachstregelkreis dar. Abhängig vom zu beeinflussenden Volumenstrom, werden

die Ventile 1- oder 2-stufig ausgeführt. Für hohe Anforderungen an die Regelgenauigkeit oder um eine Feineinstellung zu ermöglichen, werden die Ventile auch mit einer elektrischen Ansteuerung versehen.

Stromventile: Sie beeinflussen bzw. regeln den durch sie fließenden Ölstrom in der Art, daß sie ihn entweder konstant halten oder, im Falle von einfachen Drosselventilen, der Volumenstrom von der Druckdifferenz zwischen Eingang und Ausgang des Ventils abhängt. Je nach Form des Durchflußwiderstandes ändert sich dabei der Volumenstrom entsprechend den strömungstechnischen Durchflußgesetzen. Der Volumenstrom der Stromregelventile ist weitgehend unabhängig von der anliegenden Druckdifferenz. Ähnlich wie bei den Druckventilen wird hier mit einer internen Druckwaage gearbeitet, die den Drosselquerschnitt verändert.

Wegeventile: Ihre Aufgabe ist es, die Richtung des Ölstromes zu beeinflussen. Eine weitere Unterteilung in Schalt- oder Stetigventile sowie nach der Art und Weise ihrer Betätigung, ob mechanisch, pneumatisch oder elektrisch, ist möglich. Angemerkt sei an dieser Stelle noch, daß die mit stetig arbeitenden Ventilen und peripherer Elektronik aufgebauten lagegeregelten Kreise im Prinzip ferngesteuerte Stromventile darstellen, die zusätzlich noch die Strömungsrichtung umkehren können [5]. Sie bestehen aus einem elektrischen, einem mechanischen und einem hydraulischen Teilsystem (s. a. Abschn. 9.1). Das elektrische Eingangssignal wird in eine Steuerschieberposition umgesetzt; damit wird ein dem Eingangssignal proportionaler Volumenstrom erzeugt. Da der Magnet nur Stellkräfte in einer Richtung aufbringen kann, muß er grundsätzlich mit einer Rückstellfeder oder einem zweiten Magneten betrieben werden. In der Regel wird die Rückstellfeder so angeordnet, daß sie den Ventilschieber gegen den Magnetstößel drückt. Dies erspart eine aufwendige formschlüssige Verbindung und erhöht die Reparaturfreundlichkeit.

Die untergeordnete Einteilung der Wegeventile in schaltende sowie stetig arbeitende Steuerorgane war bis Ende der 60er Jahre geprägt von der Koexistenz der vorwiegend magnetkraftbetätigten Schaltventile (Schwarz-Weiß Ventile) einerseits und den kontinuierlich arbeitenden Servoventilen auf Seiten der Stetigventile. Werden erstere auch heute noch uneingeschränkt für eine Vielzahl von Aufgaben eingesetzt, sinkt die Einsatzbereitschaft für Servoventile bei Konstrukteuren und Betreibern hydraulischer Anlagen aufgrund spezifischer Nachteile ständig. Wesentliche Gründe für die eingeschränkte Nutzung der Servoventile sind der komplizierte Aufbau, der damit verbundene hohe Preis ebenso wie die hohen Anforderungen an die Ölreinheit. Dem stehen aber ein besseres Linear- und Dynamikverhalten der Servoventile und eine größere Leistungsverstärkung von ca. 10^5 - 10^6 gegenüber. Proportionalventile verstärken etwa 10^2 - 10^4 -fach. Einen weiteren Einblick in die derzeitige Situation geben die Produktions- bzw.

Verkaufsstatistiken. Demnach werden jährlich weltweit ca. 25000 Servoventile produziert. Dem steht ein Absatzvolumen von ca. 1 Million Proportionalventilen gegenüber.

Dazu soll an dieser Stelle erwähnt werden, daß der Begriff "Proportionalventil" keineswegs einheitlich verstanden und verwendet wird. Eine diesbezügliche Normung existiert nicht. Dies wurde auch in einer Diskussionsrunde deutlich, tauchte doch der Begriff "Regelventil" nicht im Sinne einer überordnenden Kategorie auf, sondern wurde für einen gegenüber normalen Proportionalventilen dynamisch verbesserten Typ verwendet. Ebenso werden auch Ventile, die nicht mit einem Proportionalmagneten angetrieben werden, als solche bezeichnet, da auch bei ihnen der Volumenstrom proportional zur Eingangsgröße ist. Um die Verwirrung nicht zu vergrößern, wird in der angegebenen Literatur der Begriff "Proportionalventil" für ein stetig arbeitendes Ventil verwendet, dessen Schieber durch einen Proportionalmagneten bewegt wird und das nicht zwingend mit einer Rückführung der Schieberposition ausgestattet sein muß.

Die Proportionalventile (PV) gingen, aus Sicht der historischen Entwicklung, "verfeinert" aus den Schaltventilen hervor. Gleichzeitig gingen aber auch manche Hersteller dazu über, ihre strömungsgünstigen Servoventile zu "entfeinern", indem sie die hydraulische Stufe mit einem Proportionalmagneten antreiben. Die Weiterentwicklung der Schaltmagnete in Bezug auf flache Kraft-Hub-Kennlinien (d.h. eine mögliche Unabhängigkeit der Magnetkraft vom Schieberweg) führte zu Beginn der 70er Jahre zu den ersten "Proportionalventilen", die einen variablen Spulenstrom in einen entsprechenden Volumenstrom umsetzen. Dies führt auf einem Teil des Ankerhubes zu einem wegunabhängigen Kraftverlauf. Die Veränderung der Magnetkennlinie wird durch das Einfügen eines unmagnetisierbaren Ringes in dem Magnetkörper erreicht, durch den die Feldlinien zum Eintritt in den Anker gezwungen werden. Nach dem Ring treten die Feldlinien sowohl radial als auch axial wieder aus dem Anker aus.

2.2.3 Hydrostatische Kraftmaschinen

Die letzte Gruppe der Bauelemente eines hydraulischen Kreislafs stellen die Verbraucher des Druckölstromes dar. Für eine unbeschränkte Rotationsbewegung werden Hydromotoren, meist Umkehrungen der Pumpenbauarten, eingesetzt. Die Fähigkeit, im gesamten Drehzahlbereich das maximale Drehmoment zur Verfügung zu stellen, macht sie zu einem unentbehrlichen Bauelement in der gesamten Antriebstechnik. Die Kombination mit Pumpen zu hydrostatischen Getrieben im geschlossenen Kreislauf überdeckt große Drehzahl- und Momentenbereiche. Einige Eigenschaften der Hydraulikmotoren zeigt Tabelle 2.3:

Tabelle 2.3: Vergleich der Hydraulikmotoren

Bauart	Abtriebs- momente (Nm)	Drehzahle n (min⁻¹)	zul. Betriebs- druck (bar)	Schluck- volumina (cm³)	Wirkungs- grad (%)
Außenzahnradmotoren	2-112	200-4000	bis 210	1,4-80	80-85
Zahnringmotoren.	0,7-980	10-5000	bis 210	8-800	82-85
Flügelzellenmotoren	50-8750	10-2200	bis 210	38-2500	83-86
Axialkolbenmotoren	17-4500	100-5000	bis 400	5-2000	88-95
Radialkolbenmotoren	20-4,5×10 ⁵	0,1-3000	bis 250	11-50258	97-98

In einer Vielzahl von Bauformen und Varianten präsentieren sich die Hydrozylinder. Aufgabe ihrerseits ist es, die hydraulische Energie in eine mechanische Linearbewegung zu wandeln. Die Bauformen, die nur einseitig mit Drucköl beaufschlagt werden, benötigen zur Rückführung des Kolbens eine äußere Kraft, die entweder von der anzutreibenden Last stammt oder durch Federn übernommen wird. Teleskopzylinder stellen die Bauform mit den größten ausführbaren Hüben dar. Gleichzeitig benötigen sie nur eine geringe Einbauhöhe. Tauchkolbenzylinder und Plungerzylinder stellen eine sehr einfache Bauform dar, die mit nur einer Dichtungsstelle auskommt. Bei den 2-fach wirkenden Zylindern herrscht die Ausführung als Differentialzylinder mit einseitiger Kolbenstange vor. Die Ausfahrbewegung ist wegen der größeren Fläche mit großer Kraft möglich, während der Rückhub, - bei gleichem Volumenstrom -, mit erhöhter Geschwindigkeit erfolgt.

3 Potentielle Fehlermöglichkeiten an ölhydraulischen Systemen

Wie alle technischen Elemente weisen auch die Hydraulikkomponenten in fluidtechnischen Anlagen Anfälligkeiten für Defekte auf, die durch das Auftreten verschiedener Verschleißarten verursacht werden. Durch den Verschleiß an den unterschiedlichen Reibpartnern verschlechtert sich der Zustand einer Komponente oder eines Aggregates so lange, bis die für den Arbeitsprozeß der Anlage erforderlichen Leistungswerte nicht mehr erreicht werden. Dieser fortschreitende Verschleiß kann, muß aber nicht, ohne wesentliche Änderung der Prozeßparameter und daher unbemerkt stattfinden und zum plötzlichen Ausfall der Anlage führen. Im folgenden wird eine Aufstellung denkbarer und tatsächlich auftretender Fehler sowie deren Auswirkungen auf das System gegeben.

Dabei wird davon ausgegangen, daß in Entwicklung, Konstruktion, Fertigung und Montage der Komponenten keine Fehler implementiert sind, da solche „Fehler“ nicht zur Fehleridentifikation gehören, sondern dem Bereich Frühfehler in der Einlaufphase zuzuordnen sind. Fehlerfrüherkennung sollte sich in erster Linie den Fehlern von Aggregaten und Komponenten widmen, die in der reinen Betriebszeit der Anlage, also der Zeit minimaler Ausfallwahrscheinlichkeit, entstehen. In der nachstehenden Tabelle werden mögliche Fehlerquellen (Fehlertypen) und deren Auswirkungen in ölhydraulischen Systemen zusammengestellt.

Tabelle 3.1: Mögliche Fehler in fluidtechnischen Systemen

<i>Bauelemente oder Komponente</i>	<i>Fehler</i>	<i>Auswirkungen auf die Anlage</i>
Fehler in Hilfssystem		
Tank; Ölvorratbehälter	verstopfte Behälterbelüftung	Saugdruckabfall der Pumpe, Kavitation
	Korrosion der Behälterinnenwand, Ablätterungen des Schutzanstrichs	die Propagation, Verschmutzung und Verstopfung empfindlicher Ventile, erhöhter Verschleiß sämtlicher Bauteile
	Riß unterhalb d. Ölstands	Kontamination der. Umgebung, Trockenlauf der Pumpe
Absperrventil	zerstörter Ventilsitz	Anlagenausfall
Drossel	zerstörter Ventilsitz	Anlagenausfall
Druckbegrenzungsventil	zerstörter Ventilsitz	Anlagenausfall
Hydrospeicher	Undichtigkeit gas- oder ölseitig	Funktionsbeeinträchtigung bis zum Anlagenausfall Gas - Öl - Gemisch
Filter	zugesetzte Filterfläche	erhöhter Druckabfall, im Extremfall Zerstörung z.B. von Ventilkomponenten. Üblicherweise durch Anzeige des Druckabfalls im Filter erkennbar, wird angezeigt
Kühler	unzureichender Zufluß des Kühlmittels	An entsprechenden Anzeigegegeräten erkennbar
Temperaturbegrenzer	wie Kühler	wie Kühler
Fehler im Versorgungssystem		
Elektromotor	Ausfall der Stromversorgung, Windungsschaden, Lagerschaden, Übertemperatur	Anlagenausfall
Hydropumpe	Schäden an den Verdrängerkörpern Lagerschaden	erhöhte Druckverluste, verminderte Volumenstromversorgung, steigende Stromaufnahme des E.-Motors; erhöhte Geräuschemission, Lagertemperaturen
Fehler im Verbrauchersystem		
Steuer- und Regelventile: elektrisches Teilsystem		
	Windungsschluß	veränderte Proportionalität (Strom / Kraft)
hydraulisches Teilsystem	Unterbrechung	Ausfall des elektrischen Teilsystems
	Verschleiß	erhöhte Reibung
	Verschmutzung	Schieberoffset, erhöhte Reibung
mechanisches Teilsystem	Kavitations- und Strahl-Erosion	Geräusche, Veränderung des Durchflusses, Dynamikänderung
	Federbruch, -ermüdung	verkleinerte Federkonstante Ausfall der Komponente, Änderung der Dynamik, Änderung der Schaltzeiten und Schaltgenauigkeit
Hydrozylinder	defekte Kolbendichtungen erhöhte innere Leckage	höhere Dämpfung, kleinere max. Haltekraft, Dynamikänderungen
Hydromotoren	äußere Leckage	Ölverlust, Positionsverschiebung
	ungelöste Luft	Ölalterung, Zerstörung von Dichtungen, E-Modul-Änderung
	erhöhte Reibung	Stick-Slip-Effekt
Fehler im Meß-System		
Sensorik	Alterung	kein interner Abgleich, Gleichwertverschiebung, Kennlinienänderung
	Verringerung Hilfsenergie	Gleichwertverschiebung, Verstärkungsfaktor
	Verunreinigungen	unplausible Werte; Sensor wird träger (Dynamik)

Da die vorliegende Arbeit ausschließlich die Fehlerfrühidentifikation an Proportionalventilen und Hydrozylindern zum Thema hat, wird in den nachstehenden Ausführungen lediglich auf mögliche Fehlerquellen an Proportionalventilen und Hydrozylindern eingegangen. Auch soll dargestellt werden, wie sich solche Fehler auf das Betriebsverhalten der jeweiligen Komponente und damit auch auf die Funktion einer Hydraulikanlage auswirken können. Auf Fehler, wie beispielsweise durch äußere Krafteinwirkungen (Federbruch), Materialfehler (Federänderung) oder auch Verschmutzung des Fluids soll hier nicht eingegangen werden, da diese durch entsprechende Kontrollen der laufenden Anlage weitgehend vermieden werden können und nicht unbedingt einer besonderen Fehlerfrühidentifikation unterliegen müssen.

3.1 Fehler am Proportionalventil

Potentielle Fehlermöglichkeiten des hydraulischen Teilsystems

Tabelle 3.2: Fehler im hydraulischen Teilsystem am Proportionalventil

Hydraulikfehler	Auswirkung
Erhöhte Reibung	höhere Dämpfung
Blockieren und Festkleben	Zylinder fährt gegen Anschlag
Kavitations-Erosion Strahl-Erosion	Veränderung des Durchflusses und der Überdeckung
Federbruch, -ermüdung	verkleinerte Federkonstante und Rückstellkraft; Dynamikänderung

Im folgenden werden diese Fehler kurz erläutert.

Ein Proportionalventil ist eine hochpräzise Regeleinrichtung zum Leiten und Lenken des Ölstromes in der Hydraulikanlage. Dies erfordert eine genaue Fertigung der im Durchfluß liegenden Steuerelemente sowie der hydraulischen Verstärkerstufe. Daraus resultiert, daß diese inneren Steuerelemente äußerst empfindlich gegen jede Art von Verschleiß oder Verschmutzung sind, da jegliche Veränderung der Geometrie, selbst im Mikrobereich, zu einer Beeinträchtigung der Funktion oder sogar zum Ausfall der Funktionen führt. Potentielle auftretende Fehler am Steuer-schieber eines Proportionalventils sind:

- Erhöhte Reibung
- Blockieren
- Festkleben
- Kavitations-Erosion
- Strahl-Erosion

Auf diese potentiellen Fehler und deren Auswirkungen auf das Betriebsverhalten wird im folgenden eingegangen.

Verschmutzung, erhöhte Reibung

Einer Schwergängigkeit des Ventilschiebers können verschiedene Ursachen zugrunde liegen. Zum einen unterliegt das Tribosystem Schieber/Öl/Buchse einem Reibverschleiß, der eine Veränderung der Oberflächen mit sich bringt. Gleichwohl können aus dem Öl ausgeschiedene schwarze, lackähnliche Produkte (Abscheidung von harzigen Asphaltenen) [81] ebenso wie in den Spaltraum eingedrungener Schmutz zu einer Erhöhung der notwendigen Losbrechkraft beitragen bzw. zu einem Blockieren führen.

Gealtertes (veränderte Viskosität) oder verschmutztes Öl kann zwischen Steuerschieberkolben und der Buchse des Ventils zu einer Erhöhung der Coulombschen Reibung führen. Dieser Anstieg der Reibung hat zur Folge, daß es auch zu einem Anstieg der Dämpfung kommt, was negative Auswirkungen auf das dynamische Verhalten des Ventils hat. Um solche Fehler zu vermeiden, sind die vorgeschriebenen Ölwechselintervalle durchzuführen, Verschmutzungskontrollen vorzunehmen sowie die erforderliche Filterfeinheit einzuhalten, die bei Proportionalventilen bei mindestens 3 µm liegt.

Blockieren und Festkleben

Blockieren des Steuerschiebers kann folgende Ursachen haben:

- Späne aus der Anlage, die nicht ausgefiltert werden und die Steuerkante blockieren
- Aufladen von Ölmolekülen im Spalt zwischen Steuerschieber und Buchse infolge der dort herrschenden hohen Geschwindigkeiten und der daraus resultierenden Reibung. Dies führt zu einer Verringerung der Spalthöhe - im Extremfall zum völligen Verstopfen - und damit zum Blockieren
- Geringe Unsymmetrie zwischen Schieber und Buchse (fertigungsbedingt), was bei längerem Stillstand zu einer exzentrischen Verlagerung des Ölfilms führt sowie zu einem einseitigen Anliegen des Steuerschiebers an der Buchse

Dieses Blockieren ist kein Fehler im Sinne einer Beschädigung oder eines Verschleißes am Steuerschieber, sondern nur ein physikalischer oder mechanischer Effekt, der zu einer kurzzeitigen Beeinträchtigung der Ventilfunktion bzw. des gesamten Systems führt.

Eine mögliche Gegenmaßnahme ist in allen Fällen eine pulsierende (rotierende) Anregung des Steuerschiebers, was zu einem Lösen bzw. Überwinden der Haftreibung führt und den Ölfilm am Steuerschieber verlagert. Um ein Blockieren durch Späne oder andere Verschmutzungen zu verhindern, ist ein hoher Filterungsgrad und ein damit schmutzfreies Hydrauliköl notwendig. Ventile, die z.B. im Flugzeugbau eingesetzt werden, müssen aus Gründen der Sicherheit in der Lage sein, einen in die Steuerkanten eingedrungenen Span abzuscheren, um so ein Klemmen des

Ventilschiebers zu verhindern [47]. Die Betätigungskraft für diese Ventile wird deshalb entsprechend hoch angesetzt.

Kavitations-Erosion, Strahl-Erosion

Werden Steuereinheiten, nach oft jahrelangem Betrieb, nach ihrem Ausbau demontiert und begutachtet, so ist an den Steuerkanten und in Bereichen hoher Strömungsgeschwindigkeit oftmals eine porig und narbig veränderte Oberfläche, verbunden mit einer Abrundung der Kanten, festzustellen. Diese Schäden sind auf Kavitation und Abrasion zurückzuführen.

Kavitations-Erosion, in erster Linie durch gasförmige Kavitation, aber auch Strahl-Erosion durch sehr hohe Geschwindigkeit an der Steuerkantenöffnung führt zur Zerstörung des Werkstoffs an den Steuerkanten des Steuerschiebers. Nach Messungen an Steuerblenden mit abgerundeten Kanten erfolgt der Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung bei höheren Reynoldszahlen als bei Blenden mit scharfen Kanten. Dies ändert das gesamte Strömungsverhalten im Ventil.

Eine weitere entscheidende Folge von Verschleißerscheinungen ist eine schlechtere Steuerbarkeit des Volumenstroms, da eine negative, positive oder Nullüberdeckung des Steuerschiebers nicht mehr klar definiert ist. Die so erweiterten Durchflußöffnungen führen zu einem unkontrollierbaren Durchfluß des Hydrauliköls. Die beim Proportionalventil nötige präzise Positionssteuerung des Stellzylinders und sein lineares Verhalten bezüglich Schieberbewegung und Eingangssignal gehen verloren. Das Ventil wird ungeeignet für seine vorgesehene Funktion.

Potentielle Fehlermöglichkeiten des elektrischen Teilsystems

Tabelle 3.3: Fehler im elektrischen Teilsystem am Proportionalventil

elektrischer Fehler	Auswirkung
Windungsschluß	Veränderte elektrische Zeitkonstante, veränderter Proportionalitätsfaktor zwischen Strom und Kraft
Unterbrechung	Ausfall des elektrischen Teilsystems
Masseschluß	Ausfall des elektrischen Teilsystems, kurze Störungen in der Elektronik, dauerhafte Störung in der Elektronik

Bei dem elektrischen Teilsystem können die Fehlfunktionen in Form von *Masseschluß*, *Unterbrechung* und *Windungsschluß* der Magnetspule auftreten.

Im Falle eines *Masseschlusses* kann entweder eine kurzzeitige Störung oder ein dauerhafter Ausfall hervorgerufen werden. In jedem Fall können diese Fehlfunktionen eine massive Störung in der Elektronik verursachen. Folglich wird das mechanische Verhalten beeinträchtigt.

Eine *Unterbrechung* in der Spule bedeutet einen Ausfall des elektrischen Teilsystems. Durch das Fehlen des elektrischen Stroms entsteht kein magnetischen Fluß. Die Folge ist fehlende magnetische Kraft, die zur Bewegung des Steuerschiebers benötigt wird. Für die Fehlererkennung sind diese beide Effekte im Vergleich zu dem Windungsschluß nicht besonders interessant.

Partielle Beschädigungen der isolierenden Lackschicht des Spulendrahtes, zumeist ausgelöst durch thermische Überlastung, führen zu einem Windungsschluß. Dies bringt eine Veränderung der Induktivität der Spule mit sich. Dadurch ändern sich ebenfalls die elektrische Zeitkonstante und der Proportionalitätsfaktor zwischen dem Strom und der magnetischen Kraft.

Für die Untersuchung dieser Fehlverhalten muß das Gehäuse an mehreren Stellen durchgebohrt werden, um zwei benachbarte Windungen bewußt miteinander kurzschließen zu können. Diese Art der Untersuchung würde jedoch gegen die Forderung verstoßen, zur Fehlersimulation keine bleibenden Veränderungen am Ventil zu erzeugen. Es muß daher nach weiteren Möglichkeiten zur Erzeugung eines künstlichen Windungsschlusses gesucht werden.

3.2 Fehler am Hydraulikzylinder

Tabelle 3.4: Fehler und ihre Auswirkungen am Hydrozylinder

Hydraulikfehler	Auswirkung
defekte Stangendichtungen Äußere Leckage	Verschiebung vom Hydrauliknullpunkt, Ölverlust, Kontamination der Umgebung
defekte Kolbendichtungen erhöhte innere Leckagestrom	geringere Stellgeschwindigkeit und Stellreserve; hohe Dämpfung, reduzierte Haltekraft
erhöhte Reibung	Stick-Slip-Effekt, Hysterese, Positionierungsungenauigkeit
ungelöste Luft	Ölalterung, Temperatur-Druckspitzen, höhere Kompressibilität, Zerstörung von Dichtungen

Obwohl hydraulische Zylinder im Prinzip recht einfach im Aufbau sind, weisen auch sie mehrere Möglichkeiten für das Entstehen von Fehlern auf. Die Kolbenstangendichtung ist zweifelsfrei ein besonders kritischer Bereich des Systems Hydrozylinder. Diese Dichtung muß, um eine wirtschaftliche Lebensdauer zu erreichen, ausreichend geschmiert werden. Dazu muß die Kolbenstange eine gewisse Ölmenge unter dem Dichtelement hindurch - zur Gewährleistung einer minimalen Schmierfilmdicke - nach außen befördern. Andernfalls besteht die Gefahr des Verbrennens der Dichtlippe. Der meist ungehinderte Zutritt der Atmosphäre auf die ausgefahrene

Kolbenstange hinterläßt Staub und Schmutz auf dem anhaftenden Ölfilm. Ein vor dem Dichtungselement angebrachter Abstreifer soll diesen Schmutz zurückhalten, gleichzeitig jedoch den Schmierfilm nicht verringern. Zweifelsohne ist dies eine Aufgabe, die nur schwierig und in der Praxis nicht vollkommen erfüllt werden kann. Völlige Leckagefreiheit ist an dieser Stelle - zumindest bei heutigen Konstruktionen - also nicht gegeben. Verschleiß der Stangenoberfläche oder wird sie anderweitig beschädigt, führt dies schnell zu einer Zerstörung der Dichtelemente. Infolge dessen erhöht sich der äußere Leckstrom. Dies ist ein Fehler, der zunehmend weniger toleriert wird. Allerdings sind die Auswirkungen auf die Dynamik des Zylinders nur sehr gering. Einer der oben genannten Gründe, die defekte Kolbendichtung, führt zur sog. "inneren Leckage", d. h. einem Überströmen des Öls vom druckbeaufschlagten Zylinderraum am Kolbenspalt vorbei zur druckentlasteten Seite. Hier sind, aufgrund der größeren Spaltringfläche des Kolbens, eher dynamische Auswirkungen zu erwarten. Ähnliches gilt auch für vergrößerte Reibkräfte bei verschlissenen oder verschmutzten Gleitflächen im Zylinder. Mögliche Fehler beim Betrieb können folgende Ursachen haben:

- Ungelöste Luft
- Äußere Leckage (durch Werkstoffverschleiß bzw. defekte Kolben- oder Stangendichtungen)
- Innere Leckage (Ursache wie äußere Leckage)
- Erhöhte Reibung

Ungelöste Luft

Durch die im praktischen Betrieb im Öl gelöste Luft entstehen in Strömungsgebieten niedrigen Druckes die bekannten lufthaltigen Blasen, die durch ihr schnelles Auftreten und Zusammenfallen die angrenzenden Werkstoffbereiche erosiv angreifen und zerstören. Abrasiver Verschleiß entsteht durch die auf die Oberfläche auftreffenden Schmutzpartikel. Solche Schäden sind jedoch meist erst nach entsprechend langer Betriebszeit nachweisbar und werden daher meist erst nach dem Ende der betrieblichen Lebensdauer entdeckt.

Das Betriebsverhalten von Hydraulikölen wird maßgebend durch deren Bunsenkoeffizienten $\alpha_{\text{Öl}} = 0,09$ beeinflusst. Oberhalb des Atmosphärendruckes sind 9% Luft im Öl gelöst, es existiert keine ungelöste Luft (es sei denn, in diesem Druckbereich scheidet Luft in Ablösegebieten, Verwirbelungen u.ä. aus dem Öl aus). Unterhalb des Atmosphärendruckes findet eine Trennung Öl-Luft statt, die Luft liegt in ungelöster Form im Hydrauliköl vor [23]. Die Luft ist dann in Form von feinverteilten Bläschen im Hydrauliköl eingeschlossen.

Freie Luft beeinflusst die physikalischen und chemischen Eigenschaften des Hydrauliköls und kann folgende nachteiligen Auswirkungen auf die mit diesem Öl betriebenen Aggregate oder Komponente haben:

- Beschleunigung der Ölalterung, Verminderung der Tragfähigkeit von Schmierfilmen
- Erhöhung der Kompressibilität und Verringerung der Volumenbeständigkeit des Öls
- Entstehung von örtlichen Temperatur- und Druckspitzen
- Verschlechterung der Wärmeleitung
- Kavitations-Erosion an Pumpen und Ventilen
- Zerstörung von Dichtungen
- Änderungen des dynamischen Verhaltens

Bei korrekter Konzeption einer Hydraulikanlage (entsprechendes Ingenieurwissen) dürfte es in der Anlage nicht zum Ausscheiden gelöster Luft kommen, so daß dieser Punkt eigentlich bei der Fehlererkennung keine Rolle spielen sollte!

Äußere Leckage

Äußere Leckage wird durch Verschleißerscheinungen oder Beschädigungen von Dichtungen, die den Zylinder nach außen abdichten, verursacht. Auch Beschädigungen des Stangenmaterials können zu äußerer Leckage führen. Ein geringer Leckstrom wirkt sich nicht auf das dynamische Verhalten aus, wobei aber größere Leckströme neben einer Veränderung des dynamischen Verhaltens auch eine hydraulische Nullpunktsverschiebung des Zylinders zur Folge haben.

Die äußere Leckage kann in der Regel nicht direkt in das System zurückgeführt werden, da sie schwer abzufangen ist und bereits beim Auftreten eine Verschmutzung des Hydrauliköls erfolgt. Die einzig sinnvolle Gegenmaßnahme ist eine Erneuerung der Dichtung. Im Gegensatz zur inneren Leckage ist die äußere Leckage für den Beobachter von außen zu erkennen. Deswegen spielt bei der Fehlersimulation die äußere Leckage nur eine untergeordnete Rolle und kann daher für diese Betrachtung vernachlässigt werden.

Innere Leckage

Hydraulikzylinder haben schon aufgrund ihrer Fertigungstoleranzen eine gewisse innere Leckage (auch innerer Leckagevolumenstrom bzw. Leckstrom) die auch zur Schmierung des Kolbens notwendig ist. Vergrößert sich nun aber dieser innere Leckagestrom durch Verschleißerscheinungen oder Beschädigungen der Dichtungen, kommt es zu einer Verschlechterung im Übertragungsverhalten des Zylinders sowie der gesamten Hydraulikanlage, was sich in einer geringeren Stellgeschwindigkeit, Verringerung der Stellreserve und erhöhter Dämpfung bemerkbar macht.

Der Steuerschieber des Proportionalventils muß zum Aufbringen einer stationären Kraft, um ein Absinken des Kolbens am Zylinder zu verhindern, im Vergleich zum leakagefreien Fall weiter ausgelenkt werden. Bei einer gleichzeitig vorliegenden äußeren Kraft und dynamischer Sollwertvorgabe ist die Stellreserve des Schiebers im Ventil einseitig stark begrenzt und kann im Extremfall dazu führen, daß der Zylinder aufgrund der schon maximalen Schieberstellung die vorgegebene Kraft nicht mehr aufbringen kann und daher absinkt.

Die stationäre Stellgeschwindigkeit wird mit größer werdender Druckdifferenz oder Luft im Öl und dem damit größer werdenden Leckstrom kleiner.

Da die innere Leckage von außen nicht erkennbar ist, kommt ihr bei der Fehlerdiagnose besondere Bedeutung zu. Die Fehlererkennung am Hydraulikzylinder beschränkt sich hauptsächlich darauf, eine erhöhte innere Leckage zu erkennen, und aus diesen Gründen stellt die Simulation der inneren Leckage einen wesentlichen Schwerpunkt der aufgebauten Versuchsanlage dar.

Die Auswirkung jeder erhöhten inneren Leckage ist aus regelungstechnischer Sicht negativ und schädlich. Die Fehlergrenze hängt von den zu erfüllenden statischen und dynamischen Anforderungen an die Positioniergenauigkeit des Hydrozylinders ab.

4 Fehlerfrühidentifikation und -diagnose technischer Systeme

Die Fehlerfrühidentifikation und -diagnose von technischen Systemen dient dazu, den gegenwärtigen Systemzustand anzuzeigen, unerwünschte oder unerlaubte Systemzustände zu melden und entsprechende Maßnahmen einzuleiten. Die Gefahr von Ausfällen soll vor deren Eintreten identifiziert werden können, und ein rechtzeitiges Eingreifen soll ermöglicht werden, denn eine Überwachung soll dazu dienen, diese Störungen und Ausfälle möglichst zu vermeiden. Um die Forderungen nach einer möglichst genauen Ermittlung von Fehlerort, -art und -größe erfüllen zu können, müssen wesentlich mehr Informationen zur Verfügung stehen. Dies ermöglichen im wesentlichen die signal- und modellgestützten Verfahren zur Fehlererkennung. Mittels dieser Verfahren Fehlermerkmale mit maximalem Informationsgehalt zu erzeugen, ist besonders wichtig, da diese Merkmale die Eingangsinformationen für die sich anschließende Diagnose und Klassifizierung der Fehler darstellen. Im folgenden wird zunächst eine Übersicht über die im Zusammenhang mit der Überwachung und Fehleridentifikation technischer Systeme vorzugsweise verwendeten Begriffe gegeben. Anschließend wird auf die Anforderungen und die Aufgabe der Überwachung eingegangen.

4.1 Begriffe und Definitionen

In diesem Abschnitt werden die wesentlichen Begriffe und Definitionen für die verschiedenen Ereignisse und Zustände dargestellt:

- **Fehler** (*eng. nonconformity, fault, defect*) DIN 40041, DIN 55350: Nichterfüllung einer Forderung. Der Fehler kennzeichnet einen Zustand, z.B. eine nicht zugelassene Abweichung, und führt zu fehlerhaften Endprodukten. Sie können die Zuverlässigkeit verschlechtern.
- **Störung** (*deficiency*) DIN 40041, DIN 31051: Fehlende, fehlerhafte oder unvollständige Erfüllung einer geforderten Funktion durch die Einheit.
- **Ausfall** (*failure*) DIN 40041, DIN 31051: Beendigung der Funktionsfähigkeit einer materiellen Einheit im Rahmen der zugelassenen Beanspruchung. Einteilung nach:
 - technischem Umfang (Gesamt-, Teilausfall)
 - Folgen des Ausfalls
 - Ablauf der Änderungen
 - Verlauf der Ausfallrate
- **Abweichung** (*deviation*): Unterschied zwischen einem Merkmalswert oder einem dem Merkmal zugeordneten Wert und einem Bezugswert.

- **Sicherheit (safety)** DIN 31004, VDI 3542: Die Fähigkeit einer Einheit, innerhalb vorgegebener Grenzen keine Gefährdung für Leib und Leben zu bewirken oder eintreten zu lassen.
- **Zuverlässigkeit (reliability)** DIN 40041, VDI 4001/4004: Beschaffenheit einer Einheit bezüglich ihrer Eignung, während oder nach vorgegebenen Zeitspannen bei vorgegebenen Anwendungsbedingungen die Zuverlässigkeitsforderung zu erfüllen.
- **Fail-safe** VDI 3542: Fähigkeit eines technischen Systems, beim Auftreten bestimmter Ausfälle im sicheren Zustand zu bleiben oder unmittelbar in einen anderen sicheren Zustand überzugehen.

4.2 Aufgaben der Überwachung

Es lassen sich folgende Arten der Überwachung unterscheiden:

- (1) *Grenzwert-Überwachung*: Es werden direkt meßbare Größen auf Toleranzüberschreitung überprüft und Alarmmeldungen ausgegeben.
- (2) *Automatischer Schutz*: Eine Grenzwert-Überschreitung leitet bei gefährlichen Prozeßzuständen automatisch eine geeignete Gegenmaßnahme ein, um den Prozeß in einen sicheren Zustand zu überführen.
- (3) *Überwachung mit Fehlerdiagnose*: Aus meßbaren Größen werden Merkmale berechnet, Symptome erzeugt, eine Fehlerdiagnose durchgeführt und Entscheidungen für Gegenmaßnahmen getroffen.

Die Methoden (1) und (2) sind für die allgemeine Prozeßüberwachung geeignet. Sie arbeiten in der Regel für stationäre Zustände recht zuverlässig. Als nachteilig erweist sich, daß eine Alarmmeldung nur nach relativ großen Änderungen der Merkmalsausprägungen (Werte) erfolgen kann und eine detaillierte Fehlerdiagnose im allgemeinen nicht möglich ist. Die Auswertung der Alarmmeldungen ist vom Bedienungspersonal vorzunehmen.

Weiter entwickelte Methoden der Art Überwachung mit Fehlerdiagnose (3), sollten folgende Forderungen erfüllen:

- Frühe Erkennung kleiner Fehler
- Fehlerdiagnose mit Angabe von Fehlerort, -größe und -ursache
- Verhinderung der Fehlerausbreitung durch frühzeitige Gegenmaßnahmen
- Vermeidung von Fehlalarmen

Diese Anforderungen machen bereits deutlich, daß sich eine Überwachungs- und Fehlerdiagnoseeinheit generell in ein zweistufiges Schema, bestehend aus den Teilsystemen Fehlererkennung und Fehlerdiagnose, gliedern läßt (Bild 4.1). Auf die verschiedenen Möglichkeiten der Fehlererkennung wird im folgenden Kapitel 4.3 näher eingegangen [26,36,41].

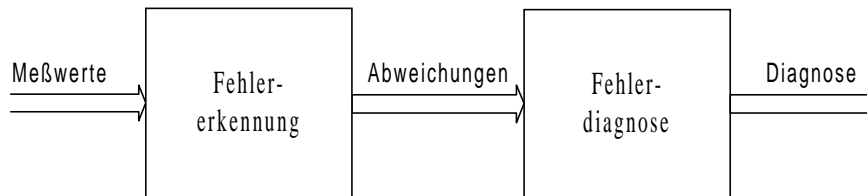


Bild 4.1: Abfolge von Schritten zum Fehlerdiagnosesystem

4.3 Verfahrensmöglichkeiten der Fehleridentifikation

Das Verhalten eines Prozesses kann lediglich aufgrund der meßbaren Ein- und Ausgangsgrößen beurteilt werden. Ein während des Prozesses einwirkender Fehler verursacht eine meßbare Änderung des Ausgangssignals. Mit geeigneten Verfahren muß aus dieser Änderung die Information über den Fehler gewonnen werden. Anhand der Verarbeitung der physikalischen Meßgrößen kann dabei unterschieden werden zwischen signalgestützten und modellgestützten Methoden. Fehleridentifikationen können durch modellgestützte Verfahren in Form von

- Residuen (Abweichungen zwischen fehlerbehafteten und fehlerfreien Zustand)
- zusätzliche physikalische Parameteridentifikation (z. B. Zustandsgrößenschätzung)

oder durch signalgestützte Methoden (Bildung von Kenngrößen, Grenzwertkontrollen) erzeugt werden. Einige wichtige Verfahren der Fehlererkennung werden nachfolgend kurz beschrieben.

4.3.1 Signalgestützte Fehleridentifikation

Signalgestützte Methoden haben den Vorteil, daß bei der Implementierung von Algorithmen keine besonderen Bedingungen an die traditionelle Steuer- und Regelstruktur des Systems gestellt werden, sondern dadurch lediglich die Werte der Kenngrößen im fehlerfreien Zustand vorgegeben werden. Betrachtet man eine signalgestützte Kenngröße als einzelnes Merkmal, dann sind Abweichungen vom Nominalfall lediglich als Alarmsignal nutzbar. Eine Unterscheidung zwischen verschiedenen Fehlern ist hier nicht immer möglich. Erst durch aufwendigere Auswertungsmethoden von mehreren signalgestützten Kenngrößen können bestimmte Fehler auch voneinander unterschieden werden.

4.3.1.1 Kontrolle von Grenzwerten

Direkt meßbare Signale werden auf Überschreitung von Toleranzen überwacht. Fehler werden bei dieser Methode meist erst spät erkannt. Bei sich langsam ändernden Signalen kann durch die

Kontrolle des Trends (Änderungsgeschwindigkeit des meßbaren Signals) eine frühzeitige Fehlermeldung erfolgen.

4.3.1.2 Verwendung von Signalmodellen

Meßsignale enthalten häufig Schwingungen. Werden diese Signale durch Fehler verändert, dann lassen sich durch eine Signalanalyse Informationen gewinnen. Das Auftreten von zusätzlichen Frequenzen oder die Verschiebung von Frequenzen im Spektrum kann zur Erkennung von Fehlern dienen. Weitere Möglichkeiten ergeben sich durch die Bildung von Autokorrelationsfunktionen, Fouriertransformierten oder Varianzen.

4.3.2 Modellgestützte Fehleridentifikation und -diagnose

Im Gegensatz zu konventionellen Methoden der direkten Überwachung von Meßsignalen ist es bei *modellgestützten Verfahren* möglich, aus naheliegenden, nichtmeßbaren prozeßinternen Größen die Fehler als Merkmale aus einigen wenigen meßbaren Prozeßsignalen zu gewinnen und zur Fehleridentifikation auszuwerten. Die Vorteile dieser Verfahren sind deutlich, da einerseits eine Frühidentifikation entstehender Prozeßfehler ohne großen Meßaufwand realisierbar ist und andererseits die Zuverlässigkeit des Diagnosesystems nicht durch Unsicherheiten zusätzlicher Sensoren beeinträchtigt wird.

Die Beschreibung der vorhandenen Abhängigkeiten der meßbaren Ein- und Ausgangssignale eines Prozesses durch mathematische Modelle bildet die Grundlage dieser Art der Fehleridentifikation. Durch Verwendung von Bilanzgleichungen, phänomenologischen Gleichungen und physikalisch-chemischen Zustandsgleichungen erhält man ein System von Differentialgleichungen, welches die Zusammenhänge zwischen den Ein- und Ausgangssignalen des Prozesses wiedergibt.

$$\underline{Y}_{\text{mess}}(t) = f(\underline{U}(t), \underline{N}(t), \underline{\theta}, \underline{X}(t)) \quad (4.1)$$

$\underline{U}(t)$ und $\underline{Y}_{\text{mess}}(t)$ sind die meßbaren Ein- und Ausgangsgrößen, $\underline{N}(t)$ nicht meßbare Störsignale, $\underline{\theta}$ im allgemeinen nicht meßbare Prozeßparameter und $\underline{X}(t)$ die internen Zustandsgrößen [41].

Bei der modellgestützten Fehlererkennung vergleicht man anhand der gemessenen Ein- und Ausgangsgrößen den Prozeß mit dem mathematischen Modell und erzeugt mit Hilfe geeigneter Algorithmen Vergleichsgrößen, sogenannte Residuen. Weichen diese vom normalen Verhalten ab, dann läßt sich auf bestimmte Fehler schließen. Als wesentliche Verfahren können dabei unterschieden werden (siehe Bild 4.2):

- Parameterschätzung
- Paritätsgleichungen
- Zustandsschätzung

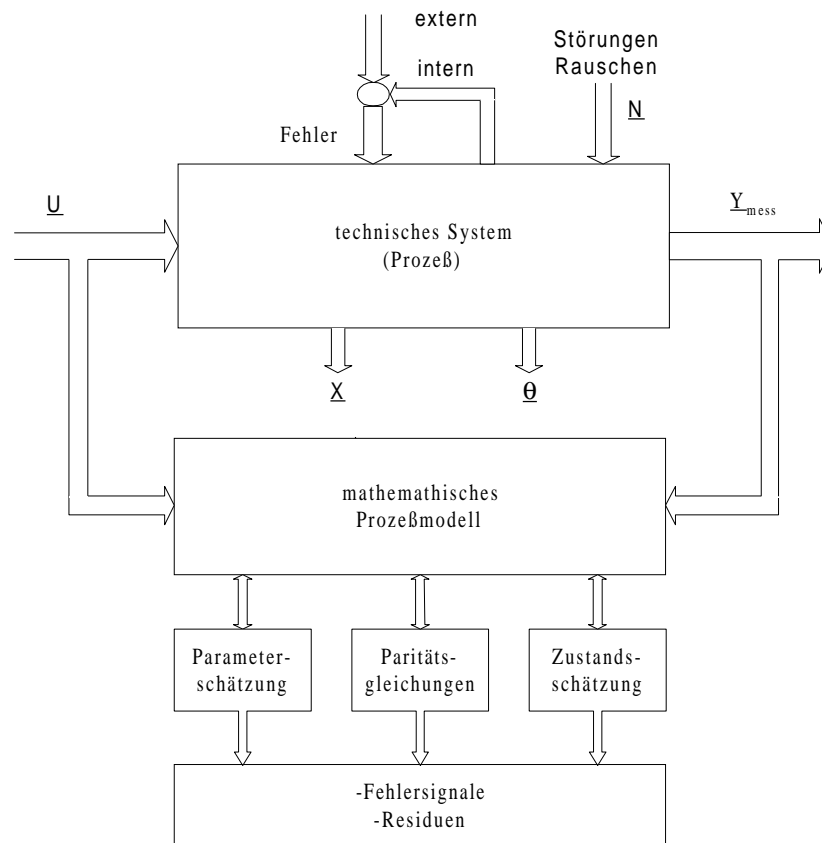


Bild 4.2: Modellgestützte Fehleridentifikation

4.3.2.1 Parameterschätzung

Grundlage der Fehlererkennung mit Parameterschätzmethoden ist ein für die meßbaren Ein- und Ausgangssignale aufgestelltes Prozeßmodell der Form:

$$y = \underline{\psi}^T \underline{\theta} \quad (4.2)$$

Das Ausgangssignal y eines Prozesses ergibt sich danach aus dem Produkt eines Datenvektors $\underline{\psi}$ und eines Parametervektors $\underline{\theta}$. Die Modellparameter $\underline{\theta}$ hängen dabei von den physikalischen Prozeßkoeffizienten \underline{p} (elektrische Widerstände, Induktivitäten, Reibungskoeffizienten, etc.) ab:

$$\underline{\theta} = f(\underline{p}) \quad (4.3)$$

Eine im Fehlerfall auftretende Veränderung der physikalischen Prozeßkoeffizienten \underline{p} hat eine Änderung der Modellparameter $\underline{\theta}$ zur Folge. Aus den durch Parameterschätzmethoden ermittelten Abweichungen $\Delta \underline{\theta}$ kann über die inverse Beziehung von Gleichung (4.3) die Veränderung der Prozeßkoeffizienten \underline{p} bestimmt werden.

Die aktuellen Parameter $\underline{\theta}$ werden durch die Minimierung eines Fehlersignals e zwischen dem aktuellen Meßwert und der Modellvorhersage bestimmt. Das Fehlersignal kann entweder als Ausgangsfehler oder als Gleichungsfehler gebildet werden (Bild 4.3).

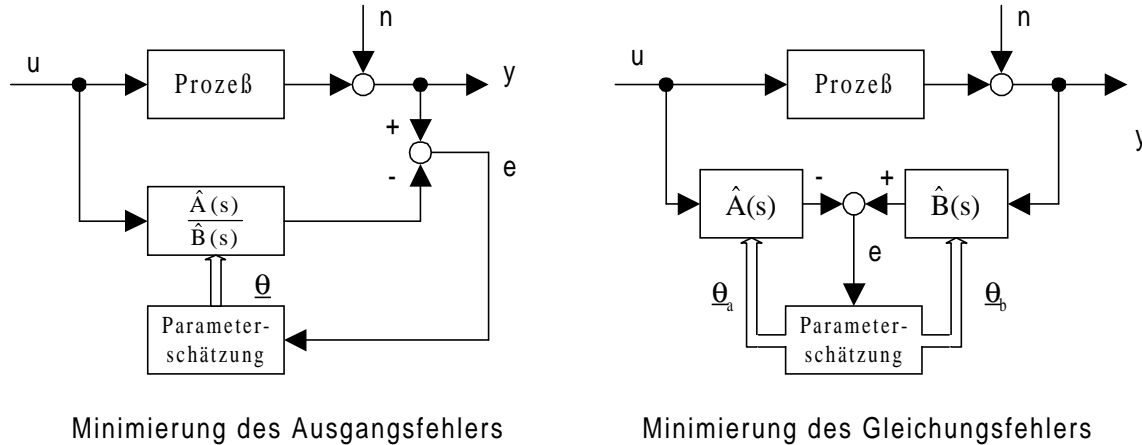


Bild 4.3: Bildung von Fehlersignalen zur Parameterschätzung

Der Gleichungsfehleransatz ist die Grundlage aller Parameterschätzverfahren, die auf der Methode der kleinsten Fehlerquadrate (LS: Least Squares) beruhen. Sie können rekursiv formuliert werden (RLS-Verfahren), sind aber auf eine Schätzgleichung angewiesen, die in den Parametern linear ist.

4.3.2.2 Paritätsgleichungen

Bei der Fehlererkennung mit Paritätsgleichungen [36] wird das Verhalten des Prozesses mit einem festen Modell verglichen. Bei Parallelschaltung des Modells kann man, wie bei den Methoden zur Parameterschätzung, einen Ausgangsfehler bilden oder einen Gleichungsfehler erzeugen. Im Unterschied zur Parameterschätzung wird aber bei Paritätsmodellen das mathematische Prozeßmodell nicht an den wirklichen Prozeß angepaßt. Die Anwendung der Methode der Paritätsgleichungen setzt voraus, daß die Struktur und Parameter des Prozeßmodells bekannt sind.

4.3.2.3 Zustandsschätzung linearer und nichtlinearer Systeme

Zur Fehlererkennung eignen sich auch verschiedene Zustandsschätzverfahren. Sie benutzen, ähnlich wie die Methoden der Parameterschätzung, eine mathematische Modellbeschreibung des betrachteten Prozesses sowie alle verfügbaren Meßsignale (Ein- und Ausgangsgrößen).

Allerdings ist, anstatt der Ein-/ Ausgangsdarstellung in Form von Differentialgleichungen oder der Angabe von Übertragungsfunktionen, zur Zustandsschätzung die Beschreibung des Prozesses im Zustandsraum erforderlich.

Ein lineares System läßt sich beispielsweise in Vektorform folgendermaßen darstellen:

$$\begin{aligned}\dot{\underline{x}}(t) &= \mathbf{A}\underline{x}(t) + \mathbf{B}\underline{u}(t) \\ \underline{y}(t) &= \mathbf{C}\underline{x}(t)\end{aligned}\quad (4.4)$$

Hierbei ist \underline{x} der Zustandsvektor, \underline{u} der Eingangsgrößenvektor und \underline{y} der Ausgangsgrößenvektor. Die Matrix \mathbf{A} ist die Zustands- oder Systemmatrix, \mathbf{B} ist die Eingangsmatrix und \mathbf{C} die Ausgangsmatrix. Störeinflüsse werden bei dieser deterministischen Beschreibung nicht berücksichtigt.

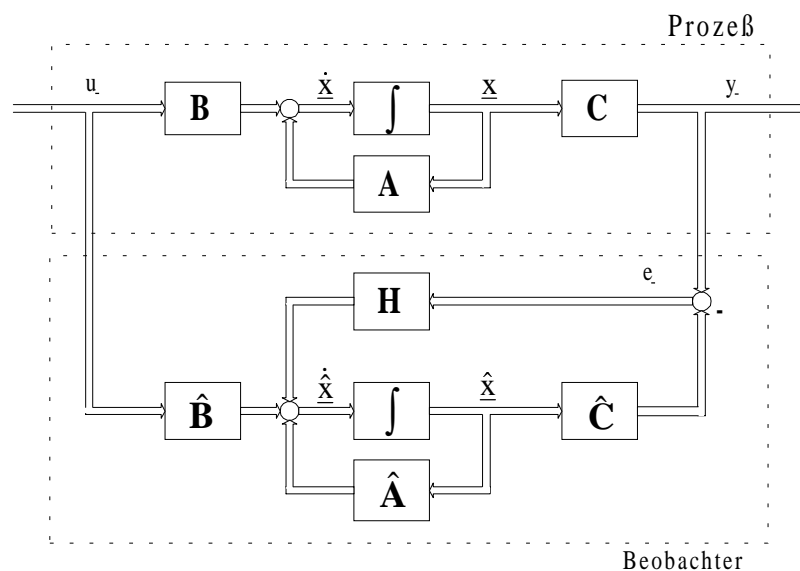


Bild 4.4: Allgemeine Beobachterstruktur (Luenberger-Beobachter)

Die Zustandsgrößen \underline{x} sind meßtechnisch meist nicht erfaßbar. Deshalb versucht man diese unbekannten inneren Zustände mit Hilfe eines Beobachters zu rekonstruieren. Die allgemeine Beobachterstruktur ist in Bild 4.4 wiedergegeben.

Für den Entwurf der Schätzeinrichtung (Beobachter) ist vor allem die Art der mathematischen Modellierung von Prozeß und Störung entscheidend (Tabelle 4.1).

So wird sowohl das Kalman-Filter wie auch das Kalman-Bucy-Filter zur optimalen Schätzung der Zustände linearer Systeme aus verrauschten Messungen eingesetzt. Sie unterscheiden sich vom Luenberger-Beobachter dadurch, daß auf den Prozeß wirkende Störgrößen und Meßstörungen berücksichtigt werden. Das Kalman-Filter wird für Systeme in zeitdiskreter Dar-

stellung eingesetzt, das Kalman-Bucy-Filter bei Systemen, die in zeitkontinuierlicher Form vorliegen.

Tabelle 4.1: Verfahren der Zustandsgrößenschätzung

Aufgabe	Beschreibung von		Optimale Schätzeinrichtung
	Prozeß	Störungen	
Zustandsgrößenschätzung \hat{x}	instationär und vektoriell; lineare Zustands-differentialgleichung	nicht vorhanden, bzw. nicht berücksichtigt	Luenberger-Beobachter
		System- und Meßrauschen weiß und normalverteilt	Kalman-Filter Kalman-Bucy-Filter
Zustandsgrößenschätzung oder gemeinsame Zustandsgrößen- und Parameterschätzung \hat{x} und $\hat{\theta}$	instationär und vektoriell; nichtlineare Zustands-differentialgleichung	System- und Meßrauschen weiß und normalverteilt; aber andere Verteilungen möglich	Nichtlineare Filter (Minimal-Varianz-Filter; erweitertes Kalman-Bucy-Filter)

Bei der Fehlererkennung auf Grundlage der Zustandsgrößenschätzung lassen sich, wie aus Tabelle 4.1 ersichtlich, zwei Verfahren unterscheiden [25,52, 63].

Bei der ersten Möglichkeit (Zustandsgrößenschätzung) wird die Rückführung \mathbf{H} des Zustandschätzers (Bild 4.4) so gewählt, daß sich verschiedene Fehler durch unterschiedliche Änderungen der Residuen \underline{e} bemerkbar machen.

Beim zweiten Verfahren werden Systemparameter als zusätzliche Zustände modelliert und neben den eigentlichen Prozeßzuständen mitgeschätzt. Fehler werden dann durch die Abweichung der geschätzten Parameter von den normalen Werten (im fehlerfreien Fall) erkannt. Durch die bei diesem Verfahren auftretenden multiplikativen Verknüpfungen von Parametern und Zuständen wird das Schätzproblem jedoch nichtlinear, selbst wenn es sich um ein lineares System handelt. Die Lösung des nichtlinearen Schätzproblems führt auf die Anwendung eines nichtlinearen Filters. In diese Gruppe ist das erweiterte Kalman-Filter (EKF) einzuordnen, auf das in Kapitel 8.3 näher eingegangen wird.

4.4 Einsatz der Verfahren im Hydraulikbereich

Die bisher in Ölhydrauliksystemen eingesetzten Fehlererkennungsverfahren sind vorwiegend in die Gruppe der signalgestützten Verfahren einzuordnen. Die wichtigsten Methoden sind:

- Thermodynamische Verfahren
- Körperschallmessung
- Volumenstrommessungen

Die Diagnosemöglichkeit dieser Verfahren ist begrenzt auf bestimmte Fehler. Diese Methoden benötigen neben zusätzlichen Sensoren außerdem definierte Betriebsbedingungen und sind bei dynamischer Anregung des Systems ungeeignet. Detaillierte Hinweise finden sich in [106].

Die Anwendung der Parameterschätzmethoden und der Paritätsgleichungen setzen im wesentlichen ein lineares Modell (linear in den Parametern) voraus. Diese linearen Schätzmethoden lassen sich für nichtlineare Prozesse nur eingeschränkt verwenden. Nichtlineare Anteile müssen dazu geeignet korrigierbar sein.

Zur Fehleridentifikation am elektrohydraulischen Linearantrieb wird im Rahmen dieser Arbeit der RLS-Algorithmus und das erweiterte Kalman-Filter angewendet und verglichen.

5 Aufbau der Versuchseinrichtungen

5.1 Konzeption des Prüfstands zur Fehleruntersuchung

Der zentrale Teil des Versuchsaufbaus ist der Hydraulikzylinder mit der angreifenden Masse an der Kolbenstange, der über ein Regelventil gesteuert wird. Bei der Fehleruntersuchung ist man bestrebt, möglichst realitätsnah zu arbeiten, d. h. fehlerbehaftete Teile direkt im Versuchsaufbau zu integrieren. Bei den bisherigen, konventionellen Versuchsaufbauten [64,71], bei denen ein hydraulischer Kreislauf aus Ventil und Zylinder benutzt wird, muß zur Fehleridentifikation und -diagnose immer ein sehr aufwendiger Umbau vorgenommen werden, und durch das ständige Umbauen ist es auch nicht möglich, spontane dynamische Änderungen zu beobachten.

An einen verbesserten Versuchsstand werden deshalb folgende Anforderungen gestellt:

- Flexibilität am Versuchsstand bei den Fehleruntersuchungen für möglichst viele Arten von Fehlern ohne zeitaufwendige Umbauarbeiten
- Versuche aller potentiellen Fehler an den Teilsystemen, möglichst ohne Austausch der Komponenten
- Simulation spontaner dynamischer Änderungen

5.2 Realisierbarkeit potentieller Fehler am Prüfstand

Um die Anforderungen zu erfüllen, sollen möglichst viele Fehler künstlich erzeugt werden. Die künstliche Erzeugung mancher Fehlern ist jedoch sehr aufwendig und selbst mit dem heutigen Stand der Technik nicht immer möglich. Im folgenden wird anhand einiger Beispiele eine kurze Übersicht über die Realisierungsmöglichkeiten der Fehler an ölhydraulischen Systemen erläutert.

5.2.1 Potentielle Fehler

Kavitations-Erosion, Strahl-Erosion, erhöhte Reibung, erhöhte innere Leckage, Windungsschluß, usw. sind die typischen Fehler in hydraulischen Systemen. Eine Beschreibung dieser Fehler wurde bereits in Kapitel 3 abgehandelt.

Künstlich erzeugbare Fehler

Es macht wenig Sinn, wenn man versucht, erhöhte Reibung durch Ölverschmutzung und Ölalterung real zu untersuchen. Diese Fehler kann man durch zusätzliche Partikel im Ölmedium erzeugen, wie dies z. B. an der RTWH Aachen bei Professor Backé durchgeführt wurde. Das läßt sich zwar leicht realisieren, es kann aber zur Beeinträchtigung der Komponenten und sogar zur Blockierung des Ventils führen, so daß keine Untersuchungen mehr möglich sind. Hier ist es

sinnvoll, solche Fehler künstlich zu erzeugen. Dabei wird nicht der Fehler künstlich erzeugt, sondern die Auswirkungen des Fehlers. Das führt zu aufwendigen Entwurfs- und Konstruktionsarbeiten. Es handelt sich dabei jedoch lediglich um den Prüfstandsentwurf. Dies spielt für den Betrieb des Prüfstands keine Rolle. Fehler, die durch Erosion (z. B. Kavitations-Erosion, Strahl-Erosion) entstehen, sind nur durch Sonderanfertigungen der jeweiligen Bauteile künstlich zu erzeugen. Dies ist allerdings ein sehr kostenintensiver Ansatz.

5.2.2 Real und künstlich untersuchbare Fehler

Um Fehler wie Erosionsschäden kostengünstig untersuchen zu können, ist es besser, reale fehlerbehaftete Bauteile in den Versuchsstand integrieren zu können. Deswegen ist es vorteilhaft, die freie Kombinierbarkeit von Teilsystemen im Prüfstand zu ermöglichen. So lassen sich beliebige fehlerbehaftete und fehlerfreie Komponenten untersuchen.

Tabelle 5.1: Übersicht über die Fehlereinbringungen

Proportionalventil	Realisierbarkeit der Fehleruntersuchung (erfordert)	
Fehler	real: untersuchbare Fehler statische Betrachtungsweise Austausch erforderlich	künstlich: untersuchbare Fehler dynamische Betrachtungsweise
Kavitations-Erosion	nach einer gewisser Betriebsstundenzahl	Sonderanfertigung (kostenintensiv)
Strahl-Erosion	Durchlauf partikelhaltigen Öls	Sonderanfertigung (kostenintensiv)
Federermüdung und -bruch	Federaustausch (Montagearbeit)	Feder-Vorspannungs-Verstellung (flexibel)
Ölverschmutzung Reibkrafterhöhung	Öl nach einer gewissen Betriebs- stundenzahl verwenden. Gefahr: Beschädigung aller Komponenten	Kolben künstlich bremsen Reibkrafterhöhung (besser, wirtschaftlicher und reproduzierbar)
Windungsschluß	Sonderanfertigung	Parallelschaltung (einer oder) mehrerer Spule(n) gleicher Bauart zur Arbeitsspule

Hydrozylinder	Realisierbarkeit der Fehleruntersuchung (erfordert)	
Fehler	real	künstlich
erhöhte innere Leckage	kaum möglich Sonderanfertigung	veränderte Kolbenform, Wanddichtungsstruktur Kaum reproduzierbar oder durch Bypaß reproduzierbar möglich
äußere Leckage	willkürlich beschädigte Dichtungen sind nicht definierbar	Bypaß auf Niederdruckseite
Ölverschmutzung Reibkrafterhöhung	siehe Proportionalventil	siehe Proportionalventil

Bei einer Durchsicht von Tabelle 5.1 ist erkennbar, daß einige der genannten Fehlermöglichkeiten durch experimentelle Untersuchungen weder real noch künstlich mit genügender Präzision und Reproduzierbarkeit simuliert werden können. Sonderanfertigungen unterliegen der Fertigungsungenauigkeit, womit auch die Betriebsstundenzahl (bei Kavitations-Erosion) beeinflußt wird. Ölverschmutzung und die damit verbundene Reibkrafterhöhung sind von Menge, Art und Form der Schmutzpartikel abhängig, so daß allgemeingültige Angaben wertlos wären. Unterschiedliche Werkstoffe geben Ergebnisse, die jeweils nur für eine Werkstoffpaarung oder Dichtung aussagekräftig wären!

Daher erschien es, wie nachfolgend beschrieben, im Rahmen der Arbeit sinnvoll, sich auf bestimmte Fehler zu konzentrieren - innere Leckage beim Hydrozylinder, Reibkraftänderung und Windungsschluß am Proportionalventil - die durch „äußere Veränderungen“ reproduzierbar und damit allgemeingültig aufgebracht werden können.

Aufbau des Versuchsstands

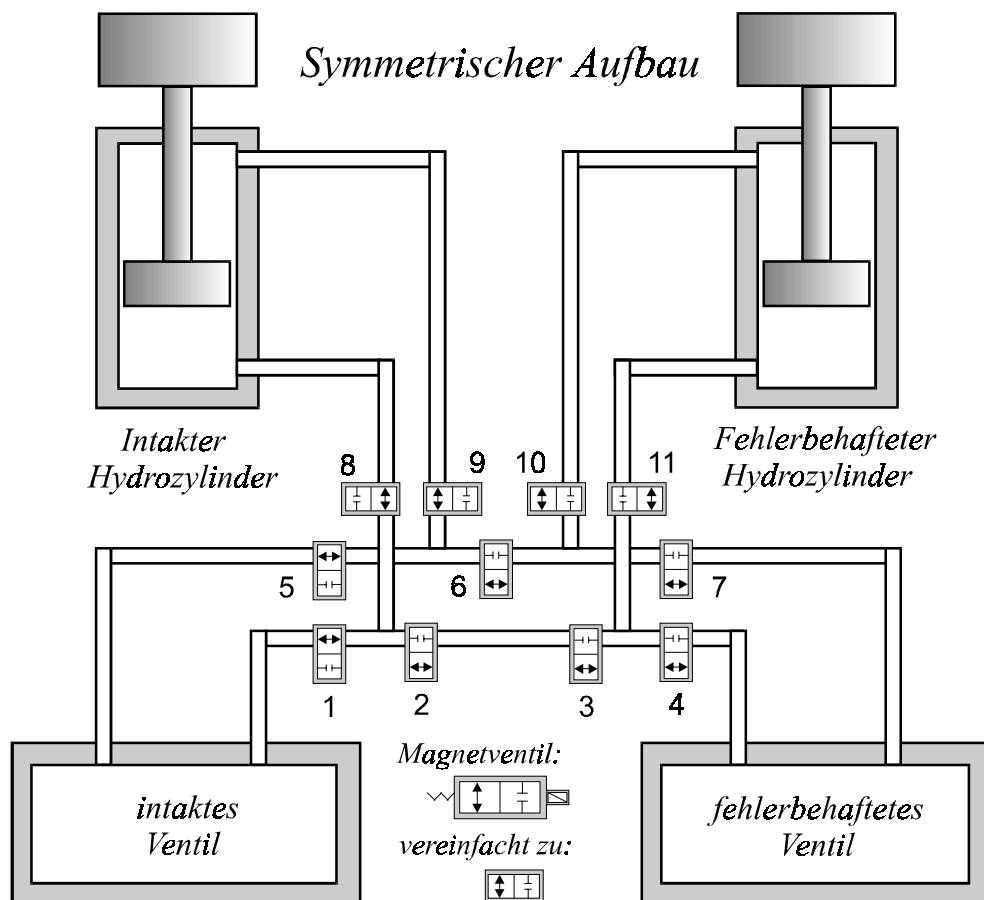


Bild 5.1: Konzept des Versuchstands (Symbolische Darstellung)

Schaltmöglichkeiten:

1. Zwei völlig voneinander getrennte Hydraulikkreisläufe
2. Vier Schaltmöglichkeiten, ohne Umbau

Tabelle 5.2: Schaltmöglichkeiten am Versuchsstand für Hydraulikkreisläufe

Hydraulikkreislauf	Zylinder	Ventil	Magnetventil: offen	Schaltventil: geschlossen
Nr. 1	intakt	intakt	1,8; 5,9	Rest
Nr. 2	intakt	defekt	4,3,2,8; 7,6,9	Rest
Nr. 3	defekt	intakt	1,2,3,11; 5,6,10	Rest
Nr. 4	defekt	defekt	4,11; 7,10	Rest

Vorteil dieser Konzeption ist, daß unmittelbar von einem intakten Kreislauf auf einen fehlerbehafteten Kreislauf umgeschaltet werden kann, ohne zeitaufwendige Umbaumaßnahmen durchführen zu müssen. Durch elektronische Schaltventile wird eine größere Flexibilität bei der Fehleruntersuchung am Versuchsstand erreicht, und man kann dadurch spontane dynamische Änderungen vornehmen.

Eine Möglichkeit der Erweiterung besteht in der Verwendung eines intakten Ventils bzw. Zylinders, welches/welcher jeweils mit zwei Ventilen bzw. Zylindern mit verschiedenen Fehlern verschaltet wird. Dadurch lassen sich dann die verschiedenen Schaltmöglichkeiten von vier auf neun erhöhen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Versuchsstand nach dem Konzept aus Bild 5.1 aufgebaut, so daß man für Fehleruntersuchungen einen optimalen Prüfstand zur Verfügung hat. Es wurde gleichzeitig noch die Möglichkeit vorgesehen, den Prüfstand entsprechend der vorherigen Überlegungen symmetrisch zu erweitern, als Basis für die Fortsetzung weiterer Projektarbeiten. Dadurch ist der Versuchsstand praxisorientiert aufgebaut.

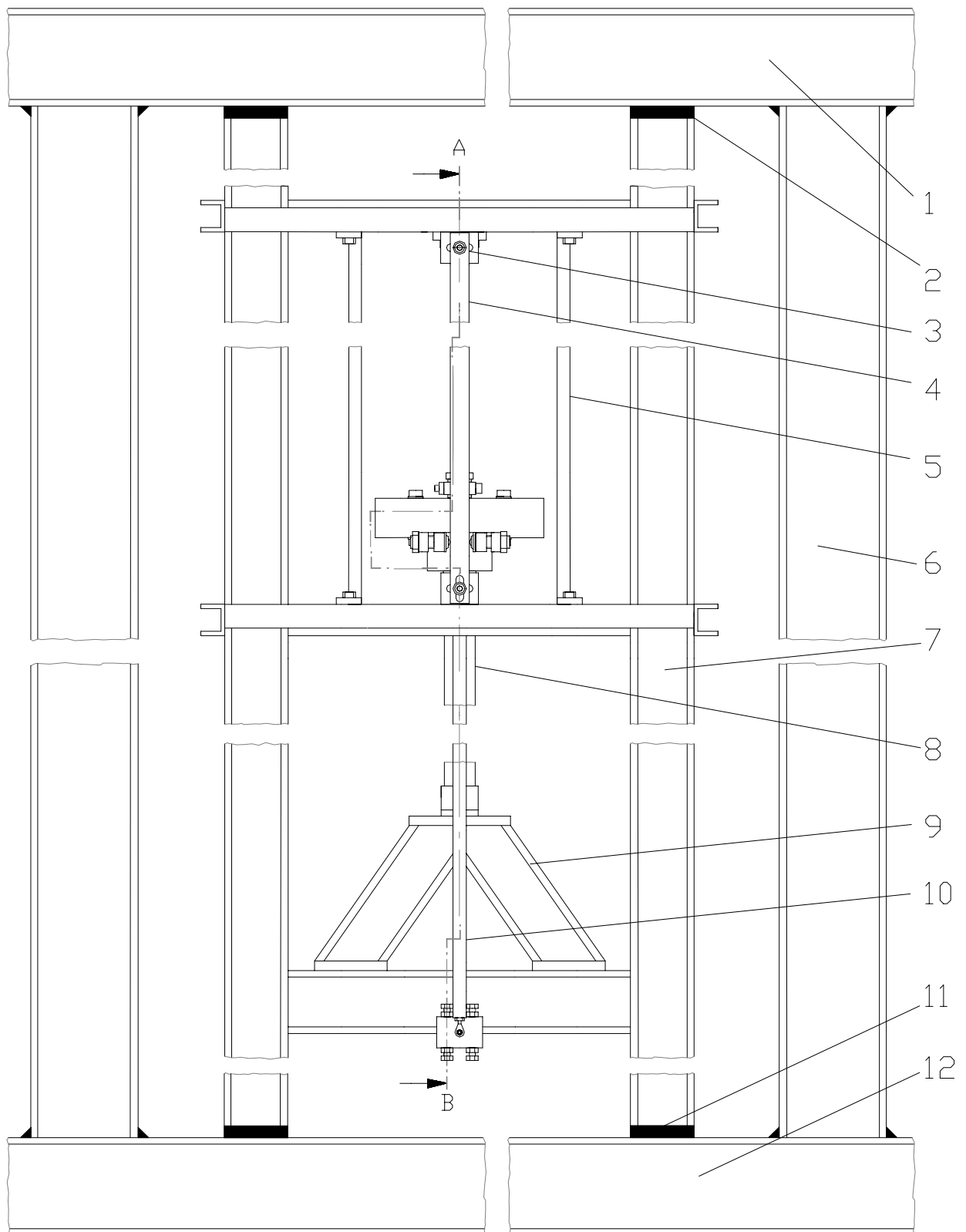
Da für diese Forschungsarbeit zunächst nur ein Zylinder und ein Ventil zur Verfügung standen, wurde der Versuchsstand nur als getrenntes Hydrauliksystem betrieben. Wenn weitere Komponenten (Ventile, Zylinder) zur Verfügung stehen (z. B. über Industrieprojekte), können an dem Versuchsstand auch in den anderen Betriebsarten Messungen durchgeführt werden.

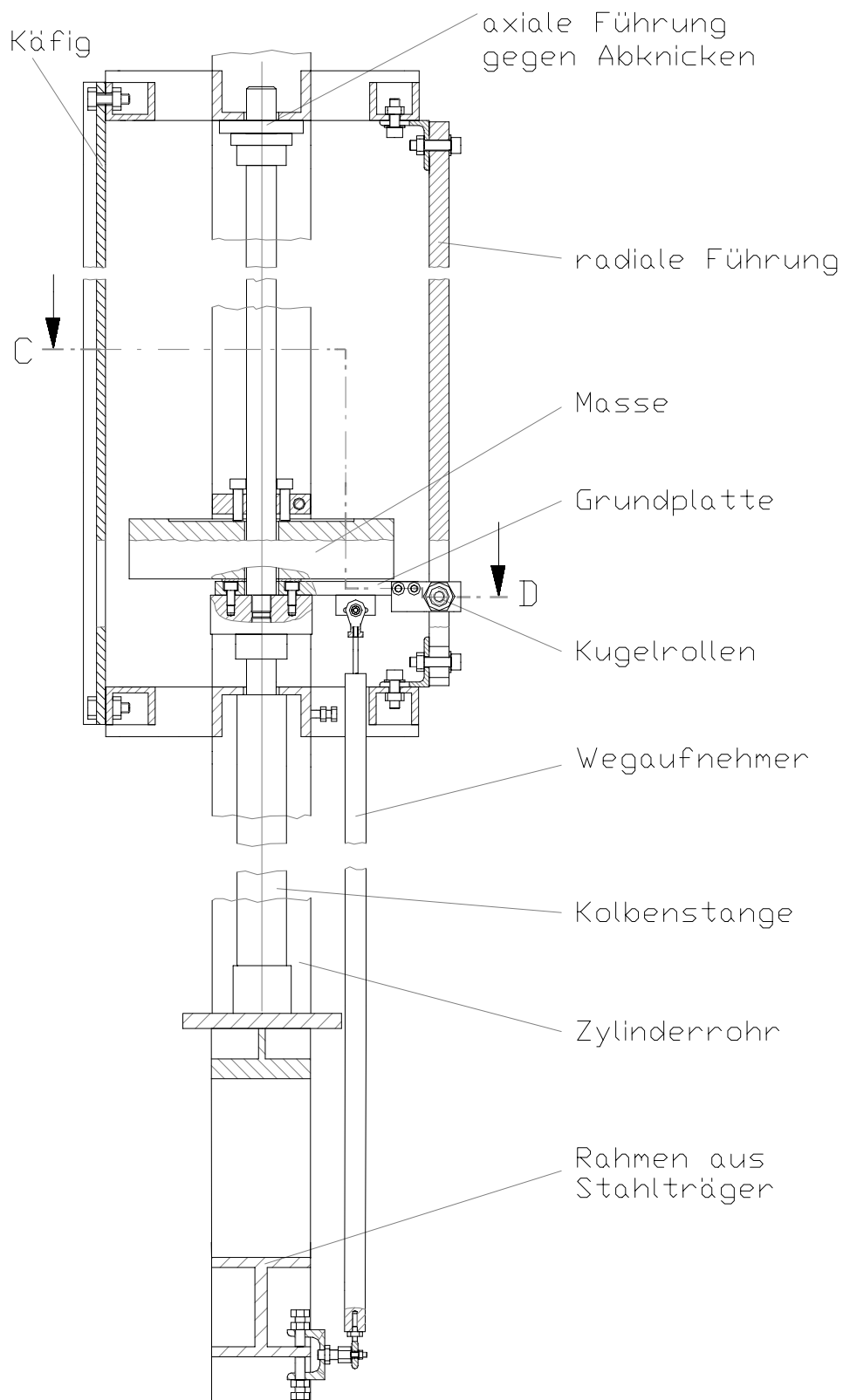
5.3 Das mechanische Teilsystem

Der Grundaufbau des mechanischen Teilsystems besteht aus zwei parallelen Doppel-T-Stahlprofilen, die durch vier Querverstrebungen verbunden sind. Um die Schwingungen des Prüfstandes zu dämpfen, werden an den Befestigungen in Boden und Decke Isolierplatten eingesetzt, die nebenbei auch zu einer Geräuschminderung führen. Um keine Stabilitätsprobleme bei großen Hublängen zu bekommen, wird die Kolbenstange verlängert und eine axiale Führung in die Querverstrebung des Rahmens oberhalb des Hydrozylinders angebracht. Mit dieser Führung wird ein Ausknicken der Kolbenstange vermieden, zusätzlich sind die Dichtungen vor einer Beschädigung geschützt. Da der Weg bei einer rein axialen Bewegung aufgenommen wird, verhindert eine radiale Führung die Drehung des Kolbens um seine Achse.

Legende:

- 1 Deckenträger (Doppel T-Profile)
- 2 Dämpfer
- 3 Klemme gegen Abknicken
- 4 axiale Führung
- 5 Käfig
- 6 Stützträger
- 7 Rahmen aus Stahlträgern
- 8 Hydrozylinder
- 9 Stützbock
- 10 Wegaufnehmer
- 11 Dämpfer
- 12 Träger im Boden

**Bild 5.2:** Prinzipielle Darstellung der Frontansicht

**Bild 5.3:** Prinzipielle Darstellung der Seitenansicht

5.4 Das hydraulische Teilsystem (s. Bild 5.4)

Bei der Montage wurde darauf geachtet, daß sich der Anschluß A des Proportionalventils möglichst nahe am Anschluß A des Zylinders befindet, um das Ölvolumen niedrig zu halten. Der Tank der Anlage liegt oberhalb der Pumpe, wodurch ständig ein Überdruck auf der Pumpen-saugseite herrscht. Dieser Druck verhindert das Leerlaufen der Anlage und die daraus resultierenden Lufteinschlüsse. Außerdem wird dadurch ein Rückschlagventil eingespart, daß das Leerlaufen der Anlage nach dem Abschalten verhindert.

Das Hydrauliköl wird mit einer elektrisch angetriebenen Zahnradpumpe (2) über einen Hochdruckfilter(3) in das System gefördert. Der sich aufbauende Systemdruck wird bei geschlossenem Proportionalventil durch ein Druckbegrenzungsventil (4) bestimmt (Bild 5.4). Bei Überschreiten des eingestellten Systemdrucks wird das Öl über dieses Druckbegrenzungsventil direkt wieder dem Tank (1) zugeführt. Durch diese Schaltung ist ein konstanter Druck in der Druckleitung des Systems vorgegeben, der mit Störungen durch das Schalten des Druckbegrenzungsventils behaftet ist. Schaltet nun das Proportionalventil (8V oder 9V) den Durchfluß von P-Leitung nach A-, bzw. P- nach B-Leitung, so schließt das Druckbegrenzungsventil, da der Anlagenwiderstand fällt. Beim Verbinden von P nach A baut sich ein Druck auf der Kolbenseite des Hydrozylinders (12) auf, und nach Überschreiten einer Losbrechkraft fährt der Kolben aus. Der Volumenstrom fließt vom Anschluß A des Ventils zur Zylinderkammer A des Zylinders. Beim Ausfahren des Kolbens wird das Hydrauliköl, welches sich auf der Kolbenstangenseite befindet, über Anschluß B verdrängt und fließt zurück in den Tank. Beim Schalten des Ventils von P auf B kehrt sich der beschriebene Vorgang um und der Ölkreislauf öffnet sich von Anschluß A zum Tank. Da die Kolbenstange nur einseitig aus dem Gehäuse herausgeführt ist (Differentialzylinder), sind die druckbeaufschlagten Flächen A_A und A_B unterschiedlich groß. Dies führt zu einem un-symmetrischen Verhalten bezüglich der Hubgeschwindigkeiten und Kolbenkräfte.

Die Hydraulikanlage besteht im wesentlichen aus zwei separaten Kreisläufen. Die Ventile sind dabei so angeschlossen, daß sich die Kreisläufe an der ersten Verteilerplatte der P-Leitung (VP) verzweigen, und an der Verteilerplatte der T-Leitung (VT) am Systemausgang wieder treffen. Die zwei Grundkreisläufe bestehen aus einem Ventil und einem Hydrozylinder, wobei die Schaltung der Anlage so aufgebaut ist, daß die beiden getrennt voneinander betriebenen Kreisläufe den gleichen Zylinder verwenden. Dies läßt sich detailliert aus dem Gesamtschaltplan entnehmen. Die Kreisläufe sind dabei durch Magnetventile (Schaltventile; 8P, T, A, B und 9P, T, A, B) voneinander abtrennbar. Während im Primärkreislauf ein Proportionalventil (9V) zur Steuerung des Hydrozylinders verwendet wird, wird im Sekundärkreislauf der Hydrozylinder mit

einem Mobilhydraulikventil (8V) betrieben. Der Sekundärkreislauf gleicht hierbei, bis auf die Verbindung zwischen Ventil und Hydrozylinder, dem des Primärkreislaufes. Im Unterschied zu den festen Verrohrungen des Primärkreislaufes werden im Sekundärkreislauf an dieser Stelle die Verbindungen durch Schläuche hergestellt, da in der Praxis Schläuche häufiger eingesetzt werden.

Der Einsatz von Verteilerplatten (VP, VT, VVA, VVB, VZA, VZB) bringt in mehrerer Hinsicht Vorteile. Mit den acht Anschlüssen, die eine Verteilerplatte besitzt, erhöht sich die Flexibilität der Anschlußmöglichkeiten an der Anlage erheblich. So ist es denkbar, die Anlage um mehrere Schaltkreise zu erweitern. An die Verteilerplatten lassen sich auch Druck- und Temperaturaufnehmer anschließen. Ein weiterer Vorteil besteht in der einfachen Austauschbarkeit der Aufnehmer über Adapter.

Durch Einsatz von Magnetventilen (6L, 7 und 8P, T, A, B, 10, 11) ergibt sich die Möglichkeit der Automatisierung, d.h. gleichzeitiges Schalten, und der Fernsteuerung der Schaltvorgänge über den Rechner. Durch eine elektrische Betätigung, die von einem Rechner kommt, kann ein Kreislaufwechsel ferngesteuert vorgenommen werden sowie die Bypässe (11BY) geöffnet oder geschlossen werden.

In den Untersuchungen zur Fehlerfrüherkennung und Diagnose am Zylinder werden unterschiedliche innere Leckagevolumenströme herbeigeführt, wie sie zum Beispiel durch eine defekte Kolbendichtung, ein beschädigtes Zylinderrohr bzw. defekten Kolben entstehen können. Für die Untersuchungen sind parallel zum Zylinder separate Verbindungen zwischen der A- und B-Leitung angeordnet, die durch Magnetventile (11A und 11B) zu- bzw. abschaltbar sind. In diesen Bypässen sind verschiedene Blendendurchmesser installiert (11BY), mit denen unterschiedliche innere Leckvolumenströme des Zylinders simuliert werden sollen. Die Untersuchung des künstlich erhöhten inneren Leckagestroms erfolgt deshalb extern über Bypässe, um eine mechanische Beschädigung des Zylinders zu vermeiden. Man erhält durch die Bypässe mit ihren definierten Blenden reproduzierbare Ergebnisse, dabei werden in den Bypässen sowohl laminare als auch turbulente Strömungen erzeugt, die durch unterschiedliche Drosselsysteme erreicht werden. Druckstöße und die dadurch verursachten Pulsationen bewirken unerwünschte Belastungen in hydraulischen Anlagen. Sie treten beim Flüssigkeitstransport in Rohrleitungen durch die plötzlichen Schaltvorgänge von Steuer- und Regelelementen auf. Hierzu wurde die Anlage um vier Speicher (SP, ST, SA, SB) erweitert, die in einem separaten Bypaß an den Verteilerplatten der P-, T-, A-, und B-Leitungen liegen. Sie sind über Magnetschalter (7P, 10P; 7T, 10T; 7SA und 7SB) zuschaltbar. Durch die Positionierung der Magnetventile können die Speicher in allen vier Leitungen zu oder abgeschaltet werden. Dadurch kann die Druckstoß-

minderung bei den Schaltvorgängen in Bezug auf das Ventil und in Abhängigkeit der Speicherposition untersucht werden.

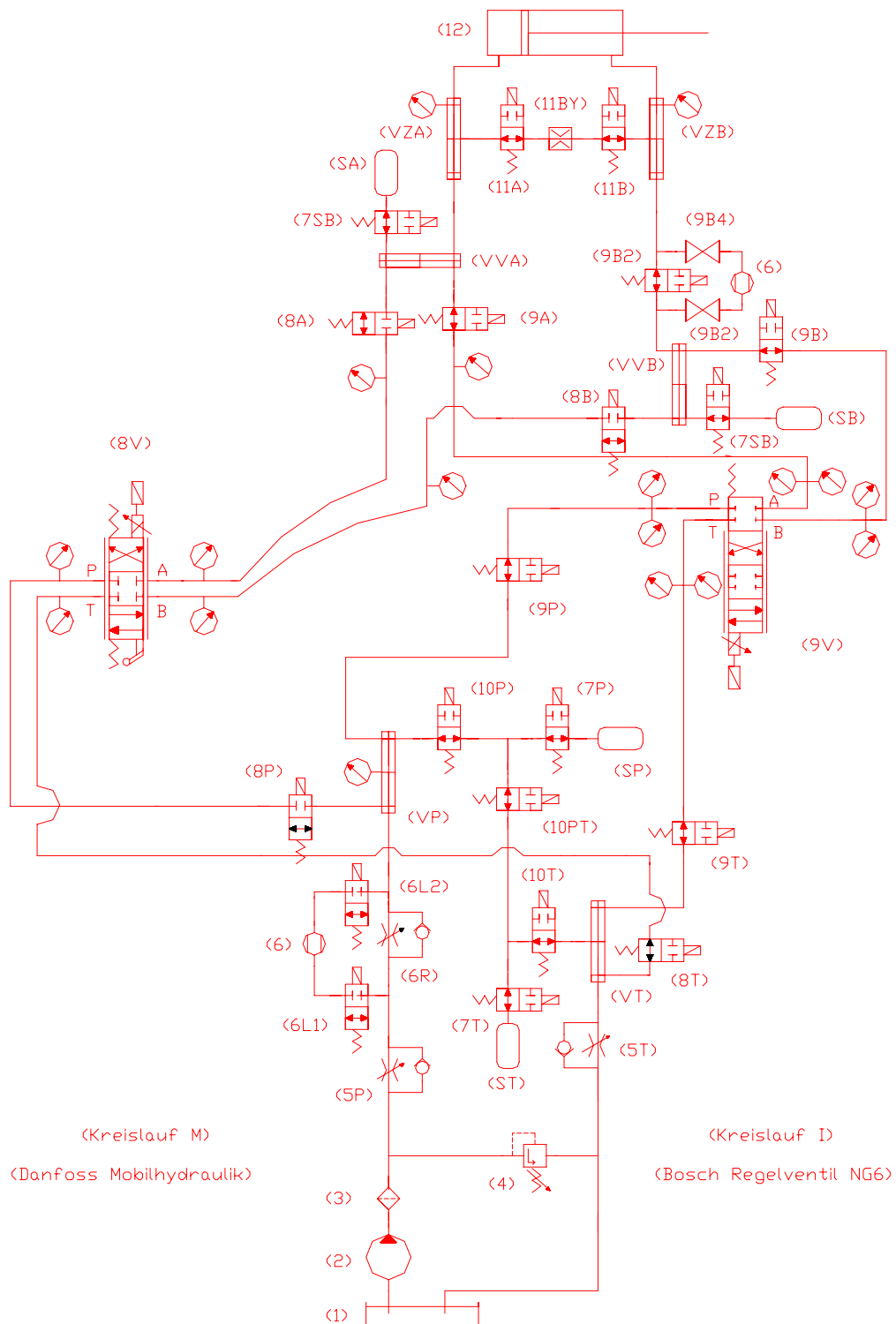


Bild 5.4: Gesamtaufbau des hydraulischen Teils

5.5 Meßtechnik und Meßeinrichtungen

5.5.1 Aufbau des elektrischen Teilsystems

Einsatz von Sensoren und Meßstellen

Zu experimentellen Untersuchungen am Versuchsstand wurden folgende Sensoren eingesetzt:

- **Positionserfassung** : Die Kolbenposition des Zylinders wurde mit einem (extern am Zylinder aufgebauten) induktiven Wegaufnehmer gemessen. Der Kolbenhub des Ventils wurde mit einem integrierten induktiven Wegaufnehmer im Ventil erfaßt.
- **Geschwindigkeitsmessung** : Zur Messung der Geschwindigkeit des Kolbens wurde kein Sensor eingesetzt. Bei der on-line Bearbeitung wird die Geschwindigkeit durch eine in die Mechanik eingebaute Elektronik durch Differenzieren bestimmt. Für die off-line Bearbeitung wird auf die Aufzeichnung eines Kanals verzichtet (Meßdatenreduzierung!). Die Geschwindigkeit wird dann durch Ableiten des Weges nach der Zeit errechnet.
- **Druckmessung** : Die Drücke werden mit piezoresistiven Druckaufnehmern möglichst unmittelbar an Hydrozylinder, Ventil, Zuführleitung, Rückleitung, Pumpe und Tank gemessen. Zur Bearbeitung und Auswertung genügen insgesamt vier Druckgrößen: Systemdruck (Zuführleitung), Tankdruck (Rückleitung), Kammerdrücke A und B am Hydrozylinder. Die Anordnung der Druckmeßstellen am Versuchsstand wurde so flexibel konzipiert, daß sich an verschiedenen Stellen Messungen durchführen lassen, um Vergleichsmöglichkeiten (Druckabfall durch Reibung und Strömungsumlenkung) für die theoretische Modellierung zu erzeugen. (Untersuchungen von [16] haben gezeigt, daß die Anordnung einer Leitung zwischen der Meßstelle und dem Druckaufnehmer das Meßergebnis bei instationären Strömungsvorgängen stark beeinflussen kann. Alle Druckaufnehmer werden daher bündig zur Rohrrinnenwand montiert, um eine Verfälschung des Meßsignals zu vermeiden).
- **Volumenstrommessung** : Der Volumenstromsensor kann flexibel an der Zuführleitung, Rückleitung und zwischen Ventil und Hydrozylinder eingesetzt werden. Durch Einsatz des Sensors zwischen Ventil und Hydrozylinder (Leitung A oder B) kann die Durchfluß-Last-Funktion des verwendeten Ventils meßtechnisch ermittelt werden. Sie dient zur Überprüfung der Gültigkeit der angegebenen Ventilbeschreibung (theoretische Modellierung). Das Meßwerk arbeitet nach dem Verdrängerprinzip. Ein wälzgelagertes Zahnradpaar wird vom Flüssigkeitsstrom angetrieben. Die Flüssigkeitsmenge wird zwischen der Gehäusewandung und den Zahnücken transportiert. Die Drehzahl der Zahnräder wird berührungslos durch einen Feldplattensensor erfaßt und steht in Form von elektrischen Impulsen zur Verfügung.

Elektrische Impulse werden durch einen eigens dafür angefertigten Impuls-Spannungs-Umsetzer umgeformt und stehen daher für die Meßdatenerfassung in Form eines elektrischen Spannungssignales zur Verfügung.

- **Einbau und Einsatz von Temperatursensoren:** Dichte und Viskosität einer Hydraulikflüssigkeit sind nicht konstant, sondern abhängig von Druck und Temperatur. Außerdem bringen Kavitation und Verschleiß an kleinen Spalten und die dadurch entstehende innere Leckage eine Temperaturerhöhung mit sich. Die mittlere Anlagentemperatur (im Tank gemessen) beim Betrieb von hydraulischen Anlagen ist nach DIN-ISO 51519 auf 40°C festgelegt. Da die Öltemperatur vor Versuchsbeginn meist niedriger als 40°C ist, mußte das Öl zunächst erhitzt werden. Eine Durchführung der Versuche bei annähernd gleicher Temperatur ist erforderlich, um reproduzierbare Untersuchungsergebnisse zu erhalten bzw. um die Ergebnisse miteinander vergleichen zu können. Um den Einfluß der Temperatur berücksichtigen zu können, wurde jeweils ein PT100-Temperaturfühler in die Druckleitung, in die Tankleitung und in die Leitungen zwischen Ventil und Zylinderkammer A und B der Versuchsanlage eingebaut. Die Erwärmung des Öls vor Beginn der Messungen kann dadurch auch entfallen. Der Anschluß des Sensors an die Elektronik erfolgt in Vierleitertechnik, da bei dieser Technik der Einfluß der Zuleitungswiderstände am geringsten ist.

Beschreibung des elektrischen Teilsystems (Steuerung, Meßwerterfassung, und Meßwertauswertung)

Das Ventil dient zur Richtungs- und Volumenstromsteuerung des Drucköls und beeinflusst damit die Bewegungsrichtung und die Geschwindigkeit des Kolbens. Ein Ausfahren des Kolbens wird dadurch erreicht, daß bei einer Auslenkung des Ventilsteuerschiebers aus der Mittelstellung Zylinderkammer A mit der Pumpenleitung und gleichzeitig Zylinderkammer B mit der Tankleitung verbunden wird. Die Verstellung des Ventilschiebers erfolgt elektrisch. Die Ventilschieberposition ändert sich proportional zum angelegten Anregungssignal. Dieses Anregungssignal wird vom D/A-Wandler einer Meß- und Steuerkarte zur Verfügung gestellt, welche im PC eingebaut ist. Die Druck-Istwerte (P-, T-, A-, und B-Leitung), der Kolbenpositions-Istwert und der Schieberpositions-Istwert werden als Spannungen direkt an die Eingangskanäle der Meßkarte geführt, und die digitalisierten Werte werden im PC gespeichert. Außerdem wurde zu jeder Abtastung auch das Ausgangssignal der Karte, welches als Eingangssignal für das Proportionalventil benötigt wird, abgespeichert. Die Meßwerte werden einem Regelalgorithmus zugeführt, und eine neue Stellgröße wird berechnet, mit der das Ventil nach einer D/A-Wandlung wieder beaufschlagt wird.

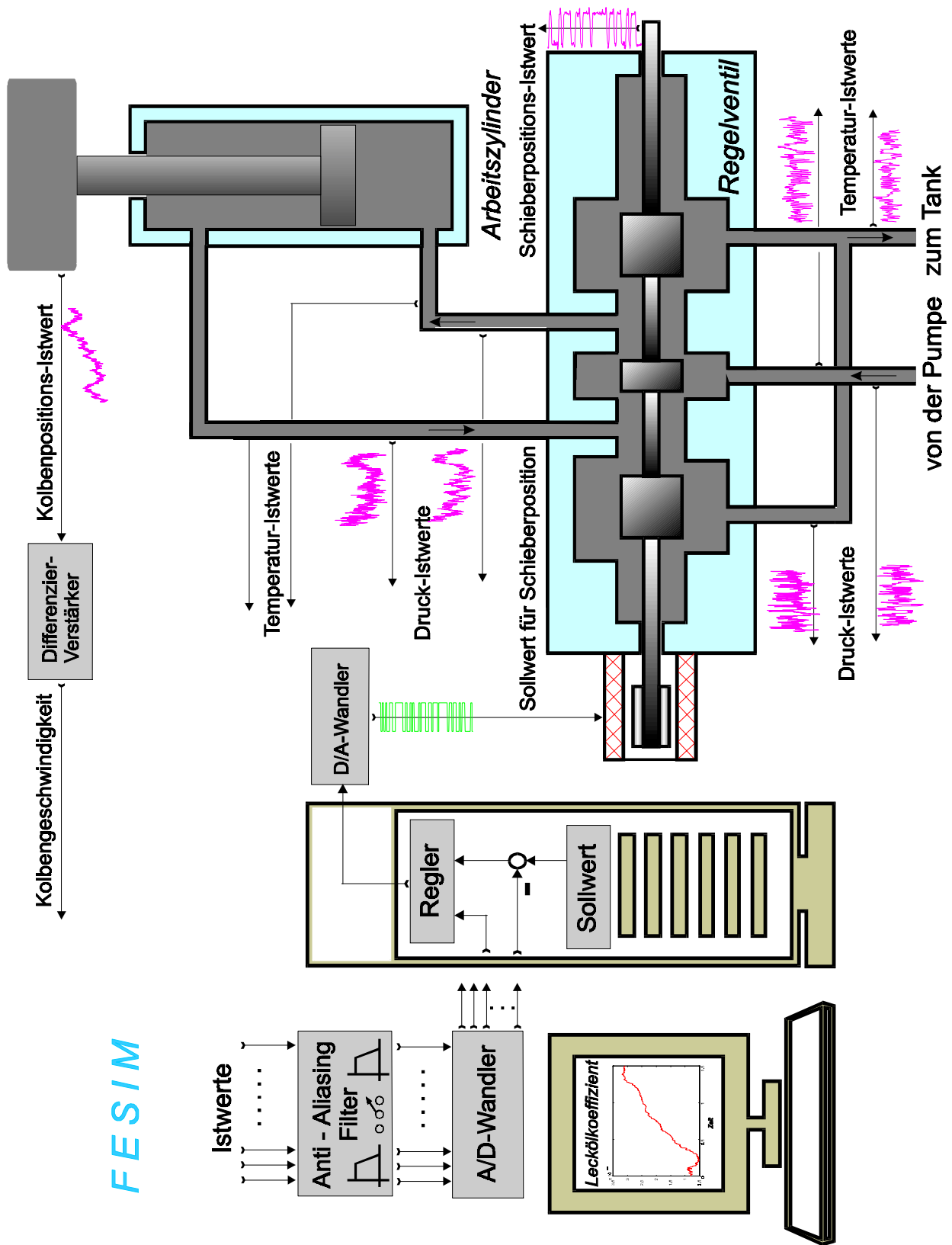


Bild 5.5: Prinzipbild der Meßdatenerfassung

5.5.2 Rechnergestützte Drucksensorenkalibrierung

Die Information über den Zustand eines Prozesses wird bei der modellgestützten Fehlererkennung ausschließlich aus den zur Verfügung stehenden Meßgrößen gewonnen. Da somit die Meßwerte letztendlich die Güte der Fehlererkennung stark beeinflussen können, sollten die gemessenen Werte möglichst zuverlässig sein. Meßwerte sind aber praktisch immer fehlerbehaftet und weichen vom tatsächlichen Istwert ab. Die Fehler setzen sich dabei aus systematischen und zufälligen Anteilen zusammen. Im Gegensatz zu den zufälligen Fehleranteilen läßt sich der systematische Fehler korrigieren. Um den Meßfehler auf ein Minimum zu reduzieren und somit die Zuverlässigkeit der Meßwerte zu erhöhen, ist es notwendig, die Meßaufnehmer zu kalibrieren. Die Drucksensoren liefern, abhängig vom zu messenden Druck, ein Spannungssignal am Ausgang. Die Kalibrierung dient dazu, für den Aufnehmer einen möglichst exakten funktionalen Zusammenhang zwischen Druck und Spannung zu bestimmen.

Da die Daten an der Versuchsanlage ohnehin mit dem Rechner über eine A/D-Wandlerkarte erfaßt werden, liegt der Gedanke nahe, die rechnergestützte Meßdatenerfassung auch zur Sensorenkalibrierung zu nutzen.

Die maximale Anzahl der Aufnehmer, die parallel kalibriert werden können, ist dabei nur durch die Kanalzahl der Wandlerkarte und die mechanisch-konstruktiven Grenzen der Sensorenbefestigung an der Druckwaage beschränkt. Die verwendete Meßkarte besitzt 16 Eingangskanäle. Mit einer zweiten Karte wäre es z.B. möglich, bis zu 32 Sensoren parallel zu kalibrieren.

Durch eine geeignete mechanische Konstruktion wurde die Möglichkeit geschaffen, alle am Versuchsstand vorhandenen Druckaufnehmer (13) gleichzeitig in die Druckwaage einzuschrauben. Die elektrischen Verbindungen zwischen Aufnehmern und Wandlerkarte mußten nicht verändert werden, was den jeweiligen Spannungsabfall der Leitungen berücksichtigt. Die Drucksensoren konnten unter den gleichen Bedingungen wie im realen Meßbetrieb (gleiche Meßkabel, unveränderte Anschlußbelegung) kalibriert werden.

Bei eingestelltem Druckwert wurden jeweils über einen Zeitraum von 2s die Ausgangssignale der Druckaufnehmer mit der A/D-Wandlerkarte (Abtastzeit 1ms) aufgenommen und die Meßdaten anschließend abgespeichert. Protokolliert werden mußte lediglich die Zuordnung des Drucks zu der entsprechenden Meßdatei.

Ein für die Berechnung der Kalibrierkurve geschriebenes Programm lädt automatisch die gespeicherten Meßdateien, bildet für jede Meßdatei und für jeden Sensor den Mittelwert der Spannungswerte, ordnet die entsprechenden Drücke zu und gibt letztlich den funktionalen

Zusammenhang zwischen Druck und Spannung für jeden Sensor an. Wird ein Aufnehmer nur in einem bestimmten Abschnitt seines Einsatzbereiches eingesetzt, ist es möglich, die Kalibrierkurve nur für diesen Arbeitspunkt-Teilbereich zu berechnen. Für diese Sektion läßt sich dann eine exaktere Funktion finden, als dies bei Verwendung der Funktion für den gesamten Druckbereich realisierbar wäre.

Berechnung der Kalibrierkurve

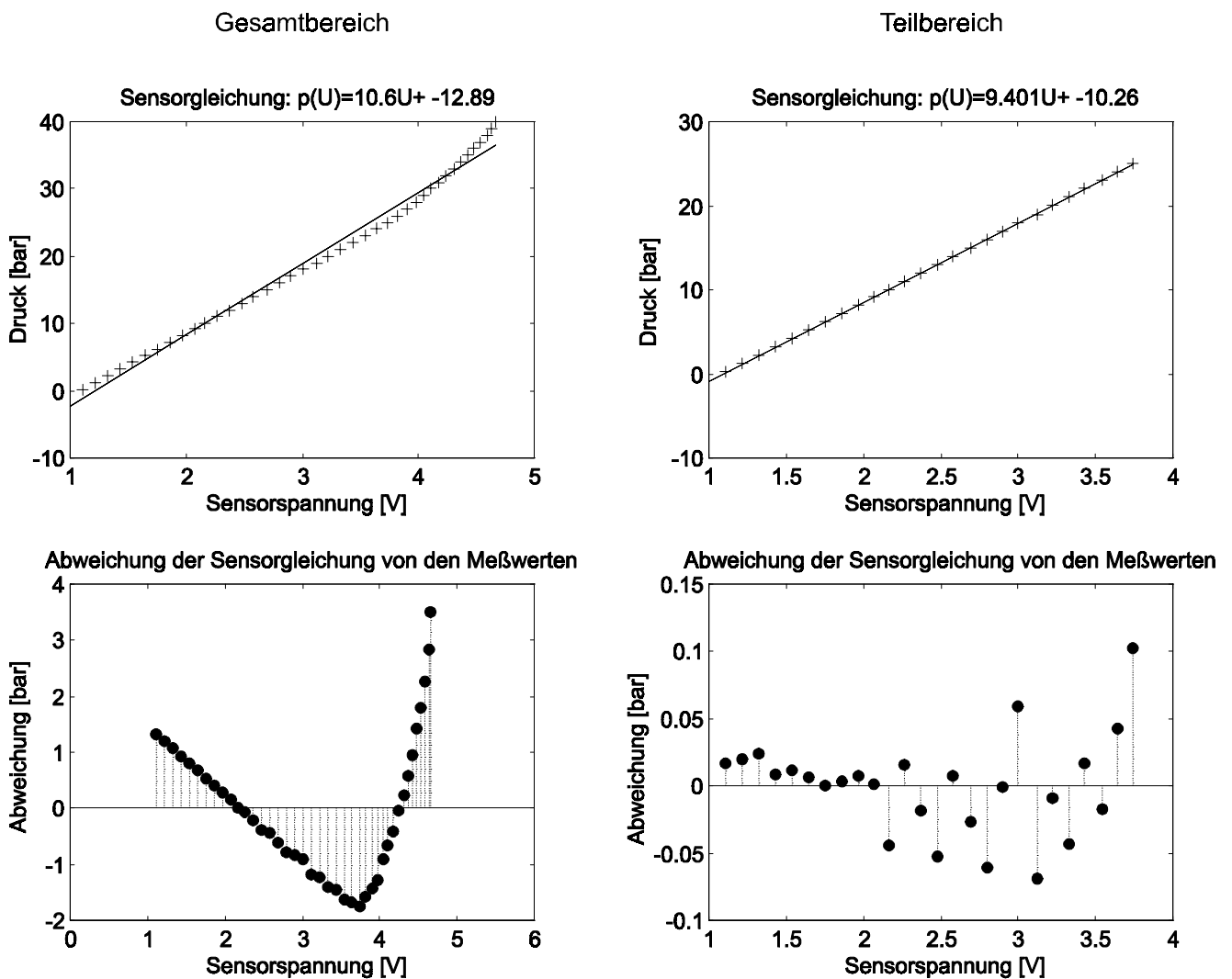


Bild 5.6: Kalibrierkurve eines Drucksensors

5.6 Softwareprogramm zur Meßdatenerfassung

Zur Fehlerfrüherkennung und -diagnose am ölhydraulischen Prüfstand wurde das Programmpaket (**FESIM** = *Fehlersimulation*) entwickelt. Das Programm dient zur Erfassung der statischen und dynamischen Meßgrößen. Das Programm kann vom Benutzer interaktiv bedient werden, oder es läuft automatisch ab. Bei der Entwicklung des Programmes wurde darauf geachtet, daß es auch zur Synthese von Reglern geeignet ist. Die Wiederverwendbarkeit wird durch modularen Aufbau der Software gesichert.

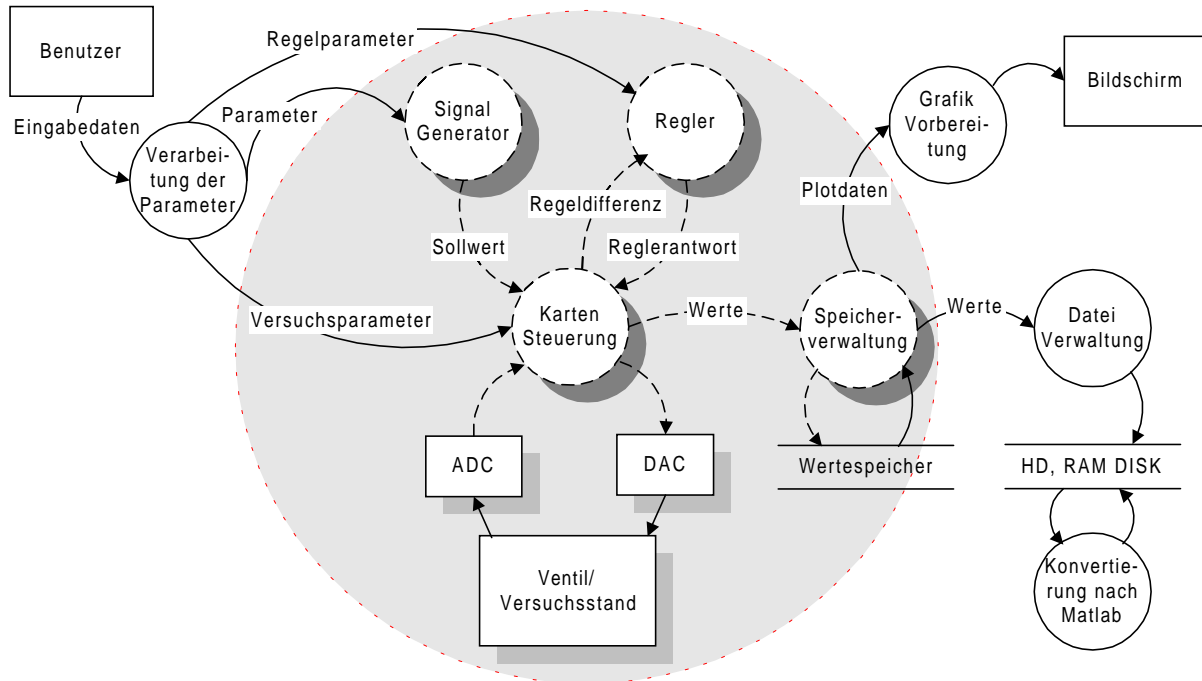
Das Programmpaket ist gegliedert in die Module:

FESIM_Mx	Meßdatenerfassung ($x=i$ für interaktiv ; $x=a$ für automatisch)
FESIM_D	Automatische Druckkalibrierung zur computergestützten Kalibrierung mehrerer Sensoren (bis zu 16) in einem Arbeitsgang
FESIM_RS	Regelung und Steuerung

Die Software wurde in der Programmiersprache C implementiert und läuft unter den Betriebssystem DOS auf jedem PC. Das Programm steuert den Prüfstand über eine Multifunktionskarte (Meilhaus ME300) mit 8 bzw. 16 (differentielle bzw. single-ended Betriebsart) analogen Eingangs-, 4 analogen Ausgangs- und 24 digitalen Ein-/Ausgangskanälen. In diesem Modul werden unter anderem die Kanalanzahl, Amplitude als auch Offset-Werte, die Spannungsbereiche, Frequenzbereich und die Abtastzeit entsprechend den Forderungen des Benutzers eingestellt und alle notwendigen Hardwareinitialisierungen durchgeführt. Während des Versuchsablaufs ist der Abgleich mit einem theoretischen Modell und eine grafische Ausgabe möglich. Nach Beendigung des Versuchs können die Meßdaten ausgewertet und abgespeichert werden [65,69].

Funktionen des Programms:

- Automatischer oder interaktiver Ablauf
- Auswahl on-line oder off-line Graphikausgabe bei der Messung, Steuerung und Regelung
- Abspeicherung der Ergebnisse im ASCII- oder MATLAB-Format
- Umrechnung der Sensorsignale in physikalische Größen
- Programmgesteuerte Signalerzeugung (digitaler Funktionsgenerator, die verfügbaren Signale s. Tabelle 5.3)
- on-line oder off-line Simulation und Verarbeitung von Meßdaten
- Versuch kann durch Tastendruck abgebrochen werden (Sicherheit)
- Automatisch mehrstufige Versuchsabläufe (Steuerung, Regelung, Messung)
- Einstellbare Zeit für Meßreihen

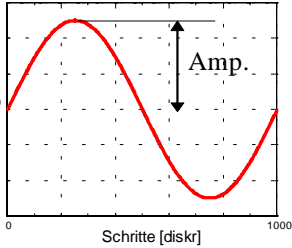
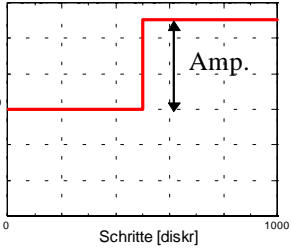
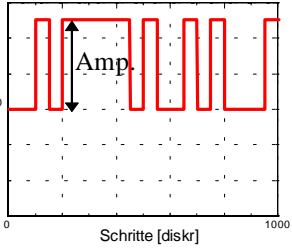
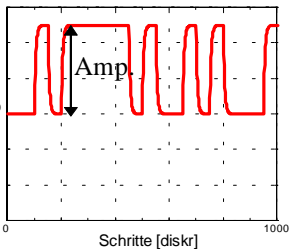
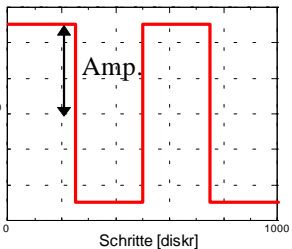
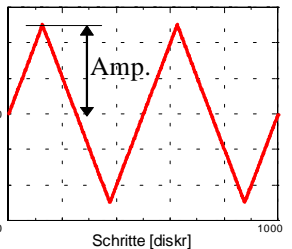
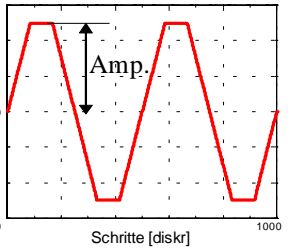
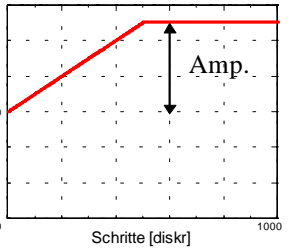
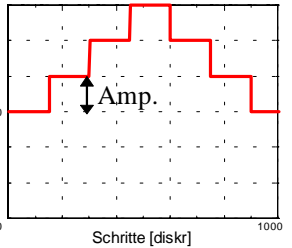
**Bild 5.7:** Datenflußdiagramm

Ansteuerung der Meßdatenerfassungshardware

Um die Multifunktionskarte im PC optimal auszunutzen, werden folgende Punkte berücksichtigt:

- Im Meßdatenerfassungsprogramm ist die Funktion Averaging implementiert. Averaging [101] beschreibt die Mittelwertbildung aus mehreren Werten zwischen zwei echten Abtastschritten. Dies dient der Glättung und Rauschunterdrückung der gemessenen Signale. Außerdem läßt sich dadurch eine quasi-Genauigkeitserhöhung der Auflösung erzielen, allerdings nur, wenn das Signal genügend rauschfrei ist. Diese Funktion hilft dabei, die A/D-Wandler-Hardware besser auszunutzen.
- Solange weniger als acht analoge Eingangskanäle der I/O-Karte verwendet werden, sollte auf die differentielle Betriebsart umgeschaltet werden. Die Leistung der Karte wird dadurch nicht verändert. Gleichzeitig ist eine Reduktion des Übersprechens der verschiedenen Kanäle zu erwarten.
- Wenn mehr als 16 analoge Eingangskanäle benötigt werden, so ist aufgrund der Hardware der Karte nur die Betriebsart mit gemeinsamer Masse der Aufnehmer möglich.
- Bei genügend großer Rechenleistung kann parallel zum Versuch die Antwort eines Modells in Echtzeit berechnet werden.

Tabelle 5.3: Erzeugbare Eingangssignale (Programmierte Signale stehen optional zur Auswahl)

Signal Nr.	1	2	3
Signal	Sinus 	Sprung 	PRBS 
Konstante	Frequenz [1/s]	Wartezeit bis Sprung [s]	Diskrete Haltezeit [s]
Anmerkung			
Signal Nr.	4	5	6
Signal	PRBS, T1-verzögert 	Rechtecksignal 	Dreiecksignal 
Konstante	Diskrete Haltezeit [s]	Frequenz [1/s]	Frequenz [1/s]
Anmerkung	PRBST1 ist die Zeitkonstante des Verzögerungsanteils		
Signal Nr.	7	8	9
Signal	Trapezsignal 	Rampensprung 	Stufensprungsignal 
Konstante	Frequenz [1/s]	Anstiegszeit [s]	Anzahl Stufen
Anmerkung			Amplitude, Offset und Wartezeit zw. den Sprüngen werden bei Signal 2 eingestellt!

Bei allen Signalen ist neben der Amplitude noch ein Offset anzugeben. Dieser bestimmt die konstante Verschiebung des Signals. Der jeweilige Signalgeneratorausgangswert berechnet sich nach:

$$\text{Ausgang} = \text{Signalwert} + \text{Offset}$$

5.7 Automatisierung des Versuchsstandes

5.7.1 Motivation

Durch Automatisierung des Versuchsstandes kann die zeitaufwendige Versuchsvorbereitung erheblich verkürzt werden. Der Zylinder kann vor einer Messung in eine definierte Lage gebracht werden (vorgeregelt). Dadurch sind Messungen um verschiedene Sollwerte in einem Arbeitsschritt möglich. Die Einschwingzeit kann für periodische Messungen eingestellt werden. Durch die schnellere Versuchsdurchführung ergibt sich eine geringere Temperaturänderung des Öls, und es sind somit mehr Messungen unter gleichen Bedingungen möglich.

Die Automatisierung kann durch einen offenen oder geschlossenen Regelkreis realisiert werden. Die Vorteile des offenen Regelkreises bestehen darin, daß die Wirkungsabläufe einfach zu überblicken sind und die zu beobachtenden Fehler durch die fehlende Rückführung unabhängig von der Ausgangsgröße bleiben. In einem geschlossenen Regelkreis wird die Überwachung von Fehlern zusätzlich erschwert. Schließlich wird ein Regelkreis gerade so ausgelegt, daß er Störsignale oder Parameteränderungen (z. B. Materialtoleranzen, Undichtigkeiten, etc.) genügend abschwächt oder sogar vollständig ausregelt [17]. Da im Rahmen dieser Arbeit der Aufbau eines Versuchsstandes für Fehlererkennung durchgeführt wurde, wird auf aufwendige Regelstrategien zur Positionsregelung des Kolbens verzichtet.

5.7.2 Anforderungen an die Regelung

Bei einem Ein-/Ausgangsregler wird nur das Ein-/Ausgangsverhalten des Prozesses (Klemmenverhalten) herangezogen, die inneren Wirkungszusammenhänge des Prozesses bleiben unberücksichtigt. Ein solches Regelungskonzept läßt sich allgemein durch das Blockschaltbild (Bild 5.8) beschreiben. Der Sollwert (Anregungssignal $w(k)$) wird vom im Rechner implementierten Signalgenerator erzeugt. Der ebenfalls im Rechner implementierte Regler berechnet den Reglerausgang aus dem Sollwert und der Position des zu regelnden Kolbens. Die Stellgröße ist hier der analoge Ausgang der Multifunktionskarte, der auf den Eingang des Ventils geschaltet wird.

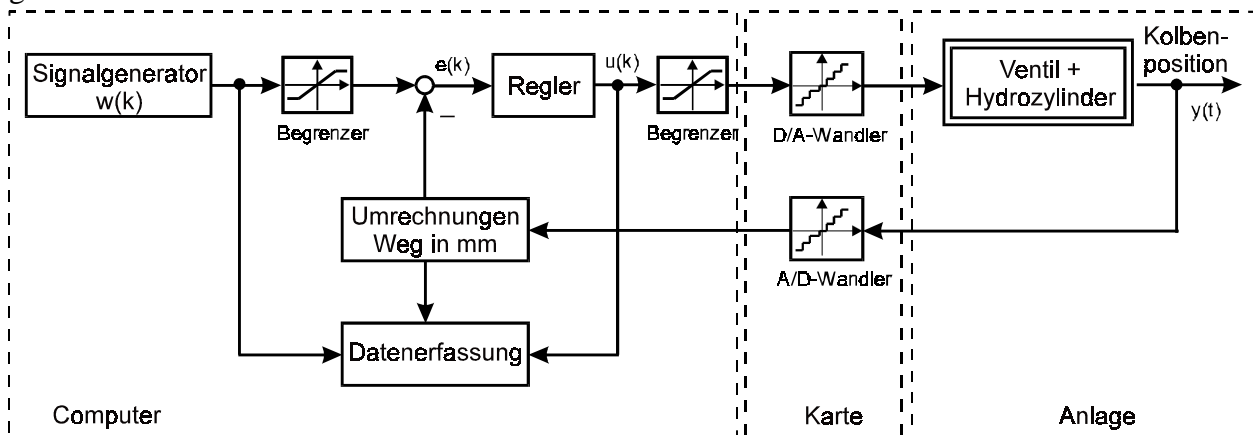


Bild 5.8: Blockschaltbild des Regelkreises mit Stellgliedbegrenzung und den Meßsignalen w , u und y

Mit einer Regelung sind verschiedene Forderungen an einen Regelkreis, wie in Bild 5.8 dargestellt, zu stellen [25]. Die erste Forderung lautet, daß der Regelkreis stabil sein muß, was gleichbedeutend ist mit der Bedingung, daß seine Führungs- und Störsprungantwort für $t \rightarrow \infty$ gegen einen festen Wert strebt. Eine zweite Forderung ist das Aufweisen einer stationären Genauigkeit, die sich in der Regeldifferenz e für $t \rightarrow \infty$ wiederfindet. Diese ergibt sich für Prozesse mit enthaltenem I-Glied zu 0, für Prozesse ohne ein I-Glied zu $1/(1+\text{Gesamtverstärkung})$. Das bedeutet, daß die Gesamtverstärkung für eine möglichst hohe stationäre Genauigkeit genügend groß gewählt werden muß. Durch eine hohe Gesamtverstärkung kann der Regelkreis jedoch instabil werden. Diese beiden Forderungen sind also gegensätzlich, müssen jedoch beide erfüllt werden. Die dritte Forderung an einen Regelkreis ist die hinreichende Dämpfung, was bedeutet, daß keine zu starken Oszillationen auftreten. Als weitere Forderung soll der Regelkreis möglichst schnell sein. Der einfachste Regler, der diese Forderung erfüllt, ist der proportional wirkende Regler (P-Regler).

$$u(k) = K \cdot e(k) \quad (5.1)$$

Für ein derartiges System kann nach [1,55] die benötigte Abtastfrequenz mit Hilfe der höchsten Eigenschwingungsfrequenz abgeschätzt werden. Die Abtastzeit wurde mit $T_0 = 210 \mu\text{s}$ angesetzt.

5.7.3 Messung am geregelten Linearantrieb

Ein Vergleich der Regelung zwischen dem berechneten Modell (Simulation) und der realen Anlage (Messung) ist in Bild 5.9 dargestellt. Der P-Regler wurde mit einer Verstärkung von $K=2240$ eingestellt. Als Führungsgröße $w(t)$ wurde die in Bild 5.9 a dargestellte, abgeflachte Rampe benutzt, die die Kolbenposition des Zylinders bestimmt. Die Stellgröße des Ventils ist in Bild 5.9 b dargestellt. Bei der Simulation wurde die Stellgröße $u(k)$, das Ansteuerungssignal des Ventils, in ihrer Amplitude begrenzt, um im Durchflußbereich des realen Proportionalventils zu bleiben. Der P-Regler wirkt dann wie ein 2-Punkt-Regler.

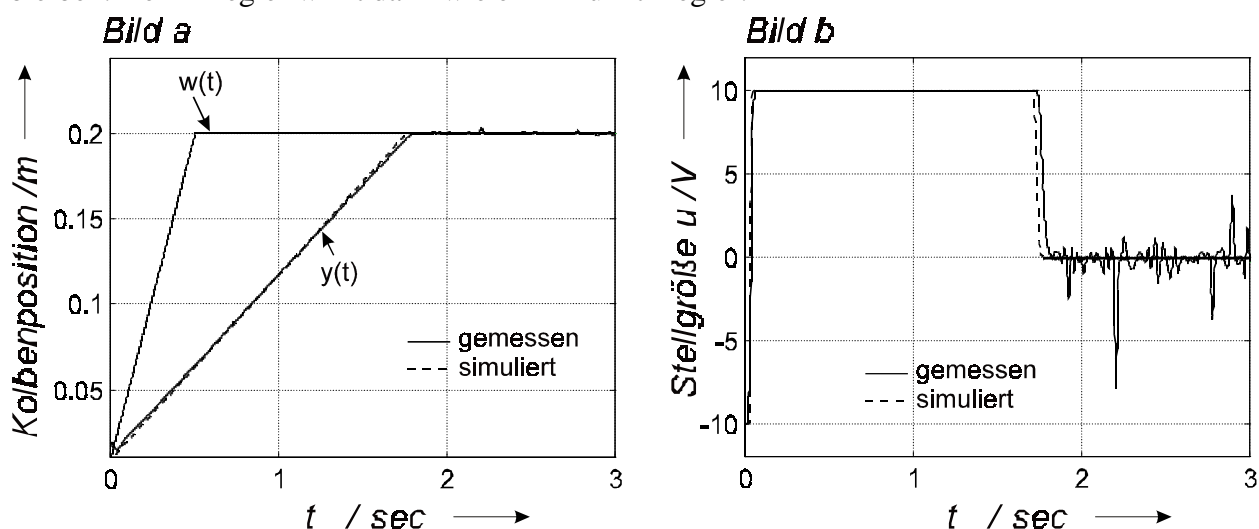


Bild 5.9: Führungsverhalten der Lagepositionierung

Bild a) Führungsgröße $w(t)$; gemessener und simulierter Kolbenposition $y(t)$

Bild b) Stellgröße $u(t)$ bei einer Regelverstärkung von $K=2240$

Bei Betrieb des Reglers an der realen Anlage wird jedoch ein unruhiges Verhalten der Stellgröße festgestellt. Durch die hohe Verstärkung K werden kleine Abweichungen von der Führungsgröße stark verstärkt, wobei das unruhige Verhalten der Stellgröße entsteht. Um ein ruhiges Verhalten der Stellgröße $u(t)$ des Ventils zu erhalten, wurde die Verstärkung des P-Reglers auf $K=400$ gesetzt, wodurch das typische Zweipunkt-Verhalten abgeschwächt wird (Bild 5.10 a). Die Führungsgröße $w(t)$ verläuft wieder als Rampensprung von 0 auf 0,3m. Die dazugehörige Stellgröße $u(t)$ ist in Bild 5.10 b dargestellt. Sowohl die simulierte Stellgröße als auch die bei Betrieb an der realen Anlage gemessene zeigen bei dieser gewählten Verstärkung kein Überschwingen, sondern ein asymptotisches Verhalten.

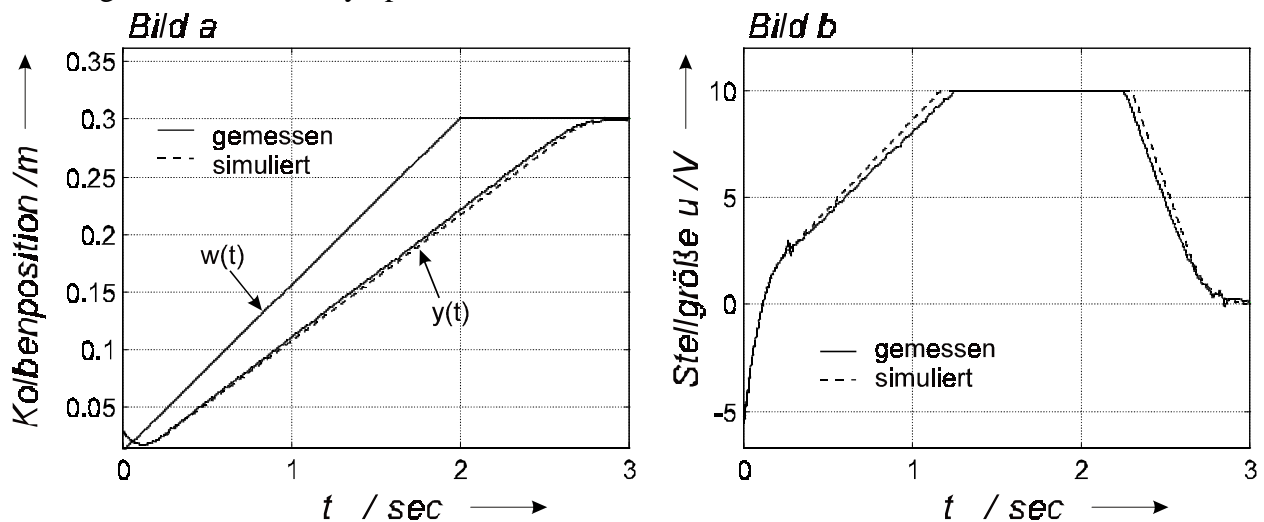


Bild 5.10: Führungsverhalten der Lagepositionierung

Bild a) Führungsgröße $w(t)$; gemessener und simulierter Kolbenposition $y(t)$

Bild b) Stellgröße $u(t)$ bei einer Regelverstärkung von $K=400$

5.7.4 Entwicklungsmöglichkeiten

Die Untersuchungen zur Fehlerfrüherkennung im geschlossenen Regelkreis wären eine interessante Erweiterung der hier vorgestellten Arbeit. Durch die Anwendung eines robusten Reglers kann gewährleistet werden, daß die Fehlerfrüherkennung in einem weiten Bereich zulässiger Parameter stabil arbeitet und gewünschte Anforderungen im Zeit- oder Frequenzbereich erfüllt. In einem geschlossenen Regelkreis werden Störsignale oder Parameteränderungen (z. B. Materialtoleranzen, Umwelteinflüsse, Undichtigkeiten, etc.) abgeschwächt oder sogar vollständig ausgeglichen. Deshalb müssen verschiedene Regeltypen und -strategien hinsichtlich Entwurfsaufwand und der erreichbaren Regelgüte untersucht werden. Mit einer erweiterten Identifikation der Parameteränderungen (z.B. mit dem Kalman-Filter) kann die Regelung und die Fehlerfrüherkennung miteinander kombiniert werden.

Treten während des Regelungsvorgangs Änderungen der Prozeßparameter auf, so kann die Anwendung eines robusten Reglers gewährleisten, daß der Regelkreis in einem möglichst weiten Bereich zulässiger Parameteränderungen stabil arbeitet. Hierzu müßten verschiedene Reglertypen und Entwurfsverfahren hinsichtlich ihrer Entwurfparameter und des erforderlichen Entwurfsaufwands verglichen werden. Durch eine genauere Erkennung einer Parameteränderung könnte die Regelung und die Fehlerdiagnose in einen Arbeitsschritt durchgeführt werden. Es können dann Fehler in einem geschlossenen Kreislauf frühzeitig erkannt werden. Das führt jedoch zu einer aufwendigen Modellierung der Regelstrategien, die einer späteren Arbeit überlassen wird.

5.8 Konstruktiver Fehlereinbau am Hydraulikzylinder (erhöhter innere Leakage am Zylinder)

Bei dynamischer Betrachtung existiert zwischen der Dichtung und dem Gleitpartner grundsätzlich eine Strömung (und somit innere Leakage), sofern bei einer bestimmten Anpressung der Dichtung an die Zylinderwand eine hinreichend große Geschwindigkeit und genügend Schmierstoff vorhanden sind. Da die innere Leakage (auch innerer Leakagevolumenstrom bzw. Leckstrom) von außen nicht erkennbar ist, kommt ihr bei der Fehlerdiagnose eine besondere Bedeutung zu. Die Fehleridentifikation am Hydrozylinder beschränkt sich hauptsächlich darauf, eine erhöhte innere Leakage zu erkennen. In diesem Abschnitt wird erläutert, was unter innerer Leakage zu verstehen ist. Außerdem wird ein Einblick in die Strömungsverhältnisse im Dichtspalt und die Realisierung einer erhöhten inneren Leakage gegeben.

Definition der inneren Leakage

Die Aufgabe der Kolbendichtung besteht darin, ein Überströmen des Öls von einer Zylinderkammer zur anderen zu verhindern. Das bedeutet, daß im Idealfall der innere Leakagevolumenstrom $Q_{Li} = 0$ ist. Wie sich aber in den folgenden Abschnitten zeigen wird, ist eine vollkommene Abdichtung zwischen den beiden Zylinderkammern nur unter statischen Bedingungen (stehender Kolben) und funktionsfähiger Dichtung zu erwarten. Aufgrund der hydrodynamischen Schmierfilmbildung existiert bei einer Relativbewegung zwischen Zylinderrohr und Kolben grundsätzlich eine Strömung und somit ein Leakagevolumenstrom $Q_{Li} \neq 0$.

Von einer erhöhten inneren Leakage hingegen spricht man, wenn aufgrund von Abnutzungsvorgängen zusätzliche Leckströme auftreten. Diese entstehen durch Änderung der physikalisch-chemischen Strukturen der Abdichtung (z. B. abrasiver Verschleiß, Strömungserosion, Mikrodieseleffekt, Überbeanspruchung, Ermüdung und Alterung) und werden in ihrer Intensität durch Fehler (Konstruktions-, Fertigungs-, Montage-, Wartungs- und Reparaturfehler) beeinflusst [83]. Eine Erhöhung der inneren Leakage hat keinen sofortigen Ausfall der Hydraulikanlage zur Folge,

sondern führt schleichend zu einer Funktions- und Leistungsbeeinträchtigung (z.B. geringere Stellgeschwindigkeit und abnehmende Haltekraft). Die Auswirkung jeder erhöhten inneren Leckage ist aus regelungstechnischer Sicht negativ und schädlich. Die Fehlergrenze hängt von den zu erfüllenden statischen und dynamischen Anforderungen an die Positioniergenauigkeit des Hydrozylinders ab.

5.8.1.1 Der Abdichtmechanismus der Kolbendichtung

Bild 5.11 zeigt einen Schnitt durch den Hydrozylinder.

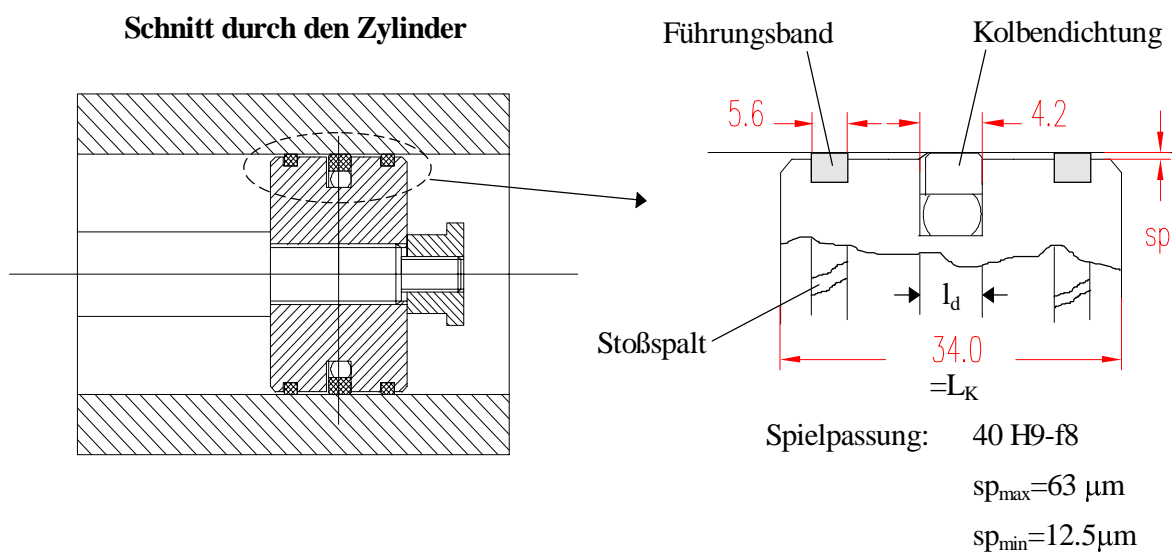


Bild 5.11: Darstellung der Dichtstelle des Hydrozylinders

Da Dichtungen keine Führungsaufgaben übernehmen können, müssen gesonderte Führungselemente eingesetzt werden [70]. Ihre Aufgabe besteht darin, die auf die Kolbenstange und den Kolben wirkenden Querkräfte abzustützen. Bei dem verwendeten Hydrozylinder übernehmen sogenannte Führungsringe diese Funktion. Damit sich bei der Bewegung des Kolbens im Raum zwischen Führungsband und Kolbendichtung kein Druck durch hydrodynamische Schleppströmung aufbauen kann, sind die Führungsringe nicht geschlossen. Ein Stoßspalt erlaubt den Druckausgleich. Die Abdichtung zwischen den Zylinderkammern geschieht im wesentlichen durch die Kolbendichtung. Im Idealfall würde diese einen Volumenstrom sowohl im statischen Fall als auch bei axial bewegtem Kolben vollständig unterbinden. Bei der verwendeten Kolbendichtung handelt es sich um eine Kompaktdichtung, wie in Bild 5.12 dargestellt. Sie besteht aus zwei Komponenten. Als Primärdichtung dient ein bronzefüllter PTFE-Dichtring (Polytetrafluorethylen mit Bronzepartikeln als Füllstoff). Der gummielastische O-Ring aus NBR

(Acrylnitril-Butadien-Kautschuk) dient zur Verstärkung der Anpressung. Er wird oft auch als Spannring bezeichnet und wirkt zusätzlich als Nebenabdichtung (Sekundärdichtung).

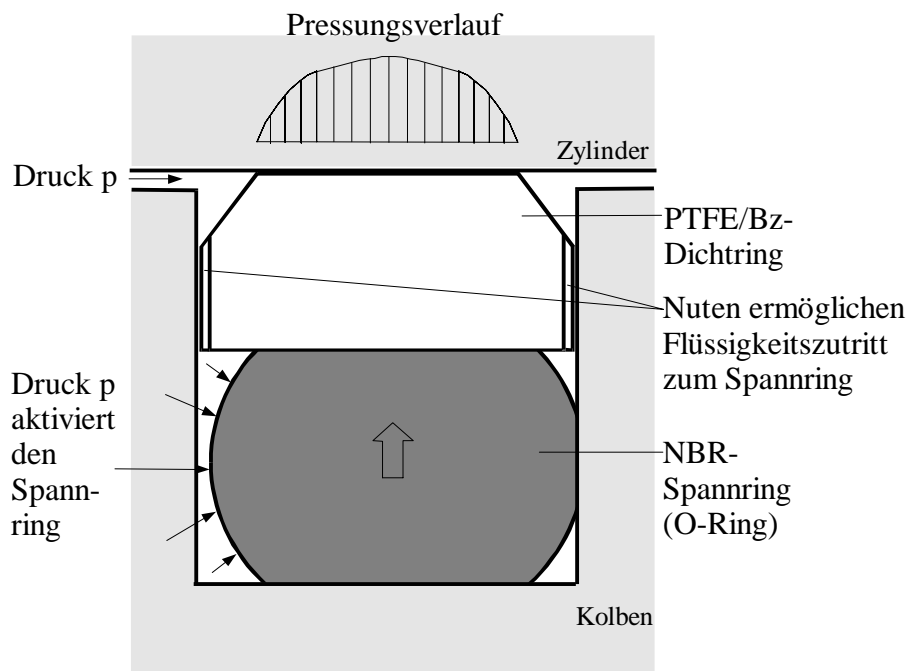


Bild 5.12: Kolbendichtung mit PTFE-Dichtring und Spannring

Die mit Übermaß gefertigte Kolbendichtung wird beim Einbau des Kolbens in das Zylinderrohr zusammengepreßt. Dies hat eine radiale Anpreßkraft gegen das Zylinderrohr zur Folge. Die Vorspannkraft ist aber nicht ausreichend, um größere Drücke abzudichten. Um ein unter Druck stehendes Medium ausreichend abdichten zu können, muß die Forderung erfüllt sein, daß der Anpreßdruck der Dichtflächen (hier Fläche zwischen Dichtung und Zylinderrohr) mindestens so groß ist wie der abzudichtende Druck selbst. Deshalb wird der auf den Dichtkörper wirkende Fluidruck zusätzlich zur Anpressung der Dichtflächen ausgenutzt (Bild 5.12). Dieser Effekt wird als selbst verstärkende Dichtwirkung bezeichnet. Je größer der Druck, desto größer ist auch die Anpressung der Dichtung an das Zylinderrohr. Nach [83] ist bei stehendem Kolben und funktionsfähiger Dichtung keine Strömung in den Raum des kleineren Druckes zu erwarten. Die durchgeführten Messungen und Untersuchungen am Versuchsstand bestätigen die statische Dichtheit der verwendeten Kolbendichtung des Hydrozylinders.

5.8.1.2 Strömungsverhältnisse im Dichtspalt

Bei einer Bewegung des Kolbens wird ein dünner Flüssigkeitsfilm von einer Seite der Dichtung auf die andere durchgezogen. Dieser Flüssigkeitstransport ist unvermeidlich, da die bewegten Oberflächen stets von dem abzudichtenden Medium benetzt sind. Dieser Flüssigkeitsfilm

(Schmierfilm) ist notwendig, um den Verschleiß der Dichtung gering zu halten. Eine trocken laufende Dichtung wäre innerhalb kurzer Zeit durch abrasiven Verschleiß und aufgrund der entstehenden Reibungswärme zerstört. Die auf die Schleppwirkung (Schleppströmung \approx Couette Strömung) zurückzuführende Entstehung des Schmierspalt (Dichtspalt) wird hydrodynamische Spaltbildung genannt. Grundlage für die Beschreibung der Strömung im Schmierspalt einer dynamischen Dichtung ist die Annahme, daß im Dichtspalt an jeder Stelle Gleichgewicht zwischen dem Flüssigkeitsdruck und der von der Dichtung ausgehenden radialen Dichtflächenpressung herrscht [70]. Zur Beschreibung der Vorgänge im Dichtspalt wird auf die Verhältnisse im Dichtspalt einer Stangendichtung ausgewichen. Die Zustände sind grundsätzlich auf die Kolbendichtung übertragbar. Dazu muß berücksichtigt werden, daß die Kolbendichtung von beiden Seiten druckbelastet ist und daß sich nicht die Kolbenstange an der ortsfesten Stangendichtung, sondern die Kolbendichtung am Zylinderrohr vorbeibewegt.

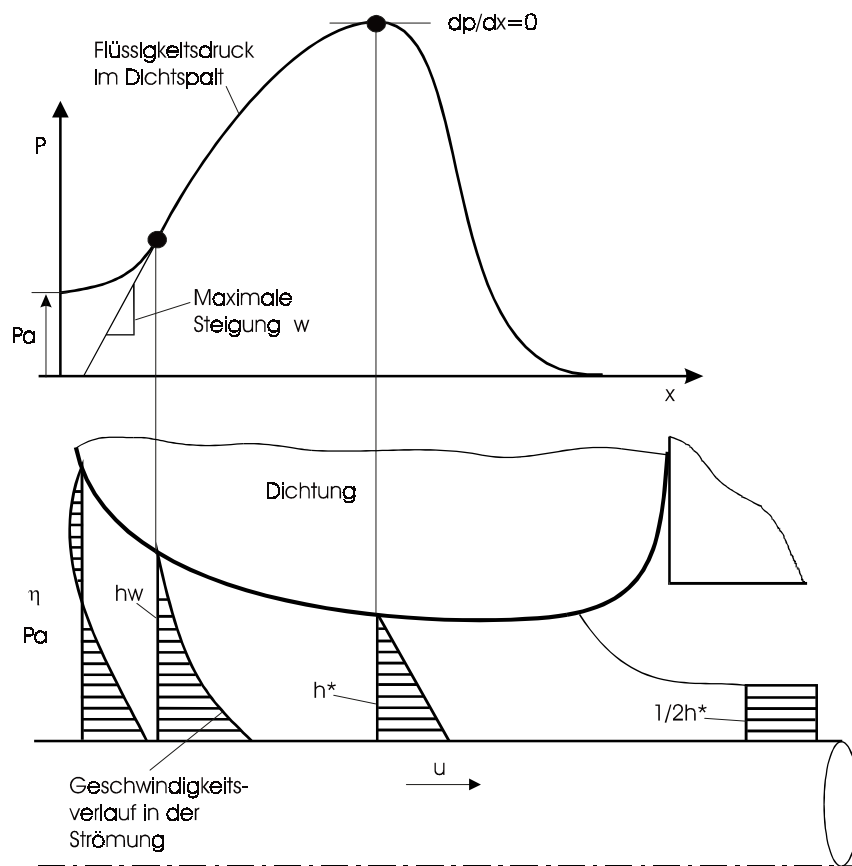


Bild 5.13: Strömungsverlauf im Dichtspalt

Für die Strömung im Dichtspalt gilt nach Reynolds [77]:

$$h^3_{(x)} \frac{dp}{dx} - 6\eta u (h_{(x)} - h^*) = 0 \quad (5.2)$$

mit h^* Spalthöhe am Druckmaximum

$h_{(x)}$	Höhe des Spaltes an der Stelle x
u	Relativgeschwindigkeit zwischen Dichtfläche und Zylinder
η	Viskosität des Öls

Bei bekanntem Pressungsverlauf der Dichtung läßt sich mit dieser Gleichung die Spalthöhe h_w am Wendepunkt des Druckverlaufes berechnen (Bild 5.13). Es ergibt sich:

$$h_w = \sqrt{\frac{2\eta u}{w}} \quad \text{mit} \quad w = \left(\frac{dp}{dx} \right)_{\max} \quad \text{maximaler Druckgradient} \quad (5.3)$$

Mit Gleichung 5.2 kann nun auch die Spalthöhe h^* am Druckmaximum berechnet werden:

$$h^* = \frac{2}{3} h_w = \sqrt{\frac{8\eta u}{9w}} \quad (5.4)$$

Der durch den Spalt beförderte Flüssigkeitsstrom ist

$$Q = \pi D u \frac{1}{2} h^* \quad (5.5)$$

Ein Verschleiß der Dichtung würde sich durch einen kleineren Druckgradienten w bemerkbar machen, was eine größere Spalthöhe h^* und somit einen größeren Volumenstrom zur Folge hätte.

Zur genauen Berechnung des Dichtspaltverlaufes und somit des durch den Spalt geschleppten Flüssigkeitsstromes ist es notwendig, den Pressungsverlauf zwischen Dichtung und Zylinderrohr zu kennen. Dieser ist unter anderem von der Vorpressung, von der Geometrie der Dichtung und vom Druck abhängig, der im abzudichtenden Medium herrscht.

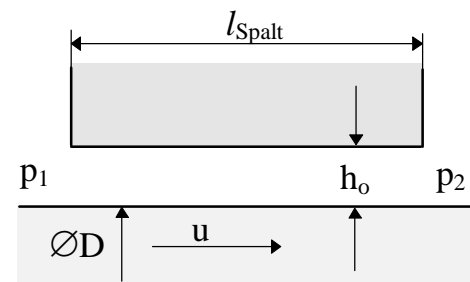


Bild 5.14: Ringspalt mit konstanter Höhe

Geht man anstatt des genauen Spaltverlaufes vereinfachend davon aus, daß der Dichtspalt eine konstante Höhe h_0 aufweist (Bild 5.14), so ergibt sich für den Volumenstrom durch den Spalt:

$$Q = \pi D u \frac{1}{2} h_0 + \frac{\pi D h_0^3 \Delta p}{12 \eta l_{\text{Spalt}}} \quad (5.6)$$

mit	$\Delta p = p_1 - p_2$	Druckunterschied zwischen den Spaltenden
	h_0	Höhe des Ringspaltes
	l_{Spalt}	Länge des Ringspaltes

Der Flüssigkeitsstrom durch den parallelen Ringspalt setzt sich also aus zwei Anteilen zusammen, einem Schlepp- und einem Druckanteil (Coutte-Poiseuille-Strömung).

5.9 Technische Realisierung erhöhter innerer Leckage

Künstlicher Fehlereinbau mit Hilfe von Bypässen

Analog zu Gleichung 5.6 läßt sich die innere Leckage im Hydraulikzylinder durch eine Druck-Schleppströmung beschreiben:

$$Q_{Li} = \frac{1}{2} \cdot \dot{y}_K \cdot h \cdot D_K \cdot \pi + \frac{h^3 \cdot D_K \cdot \pi}{12 \cdot \eta \cdot l_{Spalt}} \cdot \Delta p \quad (5.7)$$

mit	D_K	Durchmesser des Kolbens
	h	Höhe des Dichtspaltes
	l_{Spalt}	Länge des Dichtspaltes
	\dot{y}_K	Geschwindigkeit des Kolbens
	η	Viskosität des Öls
	Δp	Differenz der Kammerdrücke $\Delta p = p_A - p_B$

Ein Defekt der Kolbendichtung hat eine Erhöhung des Leckagestromes Q_{Li} zur Folge. Es erschien wenig sinnvoll, innere Leckage durch eine Beschädigung des Kolbenmantels zu realisieren, da solche Beschädigungen zu geänderten Strömungsverhältnissen führen würden, die ursprüngliche Kolbenform nicht mehr herstellbar wäre und auch die Beschädigungen nach längerem Betrieb nicht mehr reproduzierbar wären. Die Erhöhung des Leckagestromes Q_{Li} soll am Versuchsstand von außen möglich sein, wodurch künstlich ein Defekt der Dichtung nachgebildet wird. So bietet sich die Anordnung (Parallelschaltung) von äußeren Bypässen am Hydrozylinder an, um so den Volumenstrom zu manipulieren. Diese künstliche Fehlererzeugung ersetzt den Einbau eines tatsächlichen Fehlers, d.h. den Austausch der intakten gegen eine defekte Kolbendichtung.

Um eine erhöhte innere Leckage realistisch zu simulieren, ist es nach Gleichung 5.7 notwendig, sowohl den Druckanteil als auch den Schleppanteil nachzubilden.

Durch die Zuschaltung von Bypassrohren ist eine Wiedergabe des druckabhängigen Anteils möglich. Für laminare Rohrströmungen gilt [87]:

$$Q = \frac{d_{Rohr}^4 \cdot \pi}{128 \cdot \eta \cdot l_{Rohr}} \cdot \Delta p \quad (5.8)$$

mit	d_{Rohr} , l_{Rohr}	Durchmesser, Länge des Rohrs
	Δp	Differenzdruck

Um einen Ringspalt mit einer Spalthöhe h und einer Spaltlänge l_{Spalt} zu simulieren, läßt sich der Durchmesser d_{Rohr} des benötigten Rohres berechnen zu:

$$d_{Rohr} = \sqrt[4]{\frac{32}{3} h^3 D_K \frac{l_{Rohr}}{l_{Spalt}}} \quad (5.9)$$

Theoretisch läßt sich auch der Schleppanteil durch einen Druckunterschied Δp realisieren. Dazu muß allerdings gewährleistet sein, daß bei einer negativen Geschwindigkeit des Kolbens $\dot{y}_K < 0$ die Druckdifferenz $\Delta p = p_A - p_B$ negativ, bei einer positiven Geschwindigkeit $\dot{y}_K > 0$ die Druckdifferenz positiv ist. Da es sich bei dem verwendeten Zylinder um einen Differentialzylinder handelt, kann davon aber nicht ausgegangen werden. Eine andere Möglichkeit besteht darin, den Schleppanteil durch eine geschwindigkeitsgeregelte Pumpe zu realisieren. In Abhängigkeit der Zylinderkolbengeschwindigkeit müßte diese Pumpe je nach Schadensfall einen Volumenstrom $|Q| \leq 0,1 \text{ l/min}$ fördern. Die technische Realisierung einer von außen veränderbaren Schleppströmung erscheint bei vertretbarem Zeit- und Kostenaufwand nicht machbar. Es erscheint außerdem nicht sehr zweckmäßig, mit hohem technischen Aufwand einen Fehler nachzubilden, wenn bei der praktischen Umsetzung der zu erwartende Einfluß zusätzlicher Fehler größer ist als der eigentlich zu simulierende Fehler selbst. Die Erhöhung der inneren Leckage beschränkt sich am Hydrozylinder auf eine Erhöhung des Druckanteils. Dies wird durch parallel zum Zylinder zuschaltbare Bypässe verwirklicht (Bild 5.15). Am Prüfstand ist es möglich, vier Bypässe parallel zum Zylinder zu schalten (Es gibt $2^4 = 16$ verschiedene Schaltmöglichkeiten).

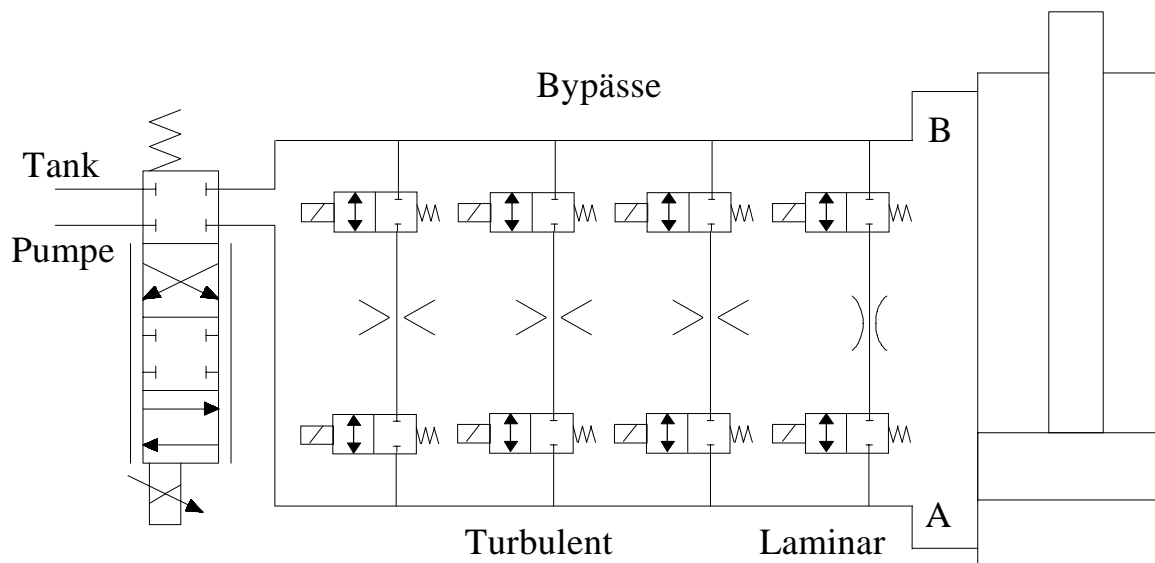


Bild 5.15: Hydraulischer Schaltplan zur Realisierung einer inneren Leckage

Für die Betrachtung einer erhöhten inneren Leckage wird im Rahmen dieser Arbeit der innere Leckagestrom Q_{Li} approximiert durch den in der einschlägigen Literatur (vgl. z.B.[7]) verbreiteten Ansatz einer reinen Druckströmung:

$$Q_{Li} = K_L \cdot \Delta p \quad \text{mit} \quad K_L \text{ laminarer Durchflußbeiwert} \quad (5.10)$$

Blende bzw. blendenförmige Drosselformen (Bild 5.16 b) :

Das Durchflußgesetz erfolgt nach der Bernoullischen Gleichung

$$Q = \alpha_D \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (5.13)$$

mit α_D Durchflußzahl (von der Geometrie der Blende abhängig)
 A Querschnittsfläche der Blendenöffnung
 Δp Druckdifferenz über der Blende
 ρ Dichte des Fluids

mit dem Drosselquerschnitt A und der Durchflußzahl α_D . Die Einlauflänge der turbulenten Strömung erhält man nach [87] mit

$$L_{E(turbulent)} = 0.39 \cdot \text{Re}^{1/4} \cdot d. \quad (5.14)$$

Da diese sehr viel kleiner ist als die laminare Einlauflänge, liegt eine turbulente Drossel vor, wenn die Drosselstrecke kürzer als der Drosseldurchmesser ist ($L < d$). Die Durchflußzahl α_D ist weitgehend unabhängig von der Viskosität. Der Durchfluß Q ist kaum temperaturabhängig.

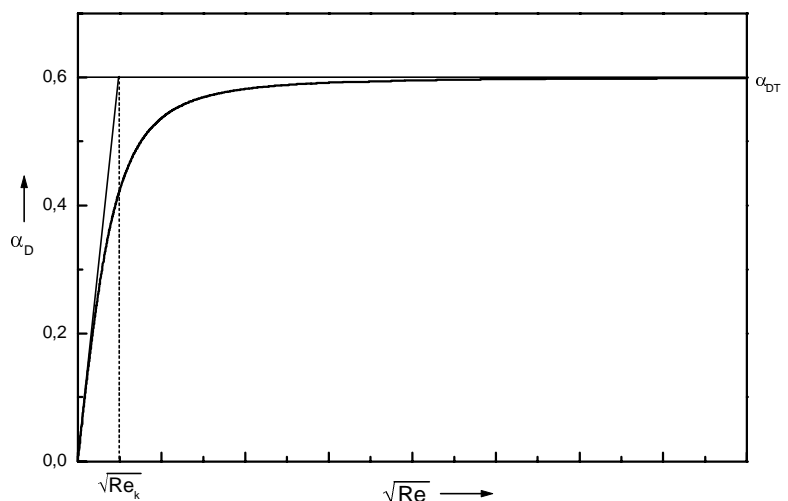


Bild 5.17: Durchflußzahl α_D als Funktion der Reynoldszahl

Tabelle 5.4 listet die einzelnen Elemente der Bypässe auf. Für den Versuchsaufbau stehen vier unterschiedliche Drosseln zur Verfügung:

Tabelle 5.4: Geometrische Daten der am Prüfstand untersuchten Drosseln und Rohrleitungen

Bypaß	Drossel			Material: „Ermeto“
	D Ø	d Ø	L	Rohrleitung und Winkelverschraubung W
Nr. 1	9 mm	0.5 mm	2 mm	Baureihe S; L = 760mm, Ø 9mm
Nr. 2	9 mm	1.0 mm	2 mm	Baureihe S; L = 760mm, Ø 9mm
Nr. 3	9 mm	1.5 mm	2 mm	Baureihe S; L = 760mm, Ø 9mm
Nr. 4	9 mm	830 mm	280 mm	gelötete Kupferrohrleitung;

Der Volumenstrom durch innere Leckage $Q_{Li}(t)$ in den Gleichungen

$$Q_A(t) = A_A \cdot \dot{y}_K(t) + Q_{KA}(t) + Q_{Li}(t) \quad (5.15)$$

$$Q_B(t) = A_B \cdot \dot{y}_K(t) - Q_{KB}(t) + Q_{Li}(t) - Q_{La}(t) \quad (5.16)$$

wird entweder über die Gleichung für die laminare Drossel

$$Q_{Li}(t) = K_L \cdot \Delta p(t) = K_L \cdot (p_A(t) - p_B(t)) \quad (5.17)$$

oder über die Gleichung für die turbulente Drossel

$$Q_{Li}(t) = K_L \cdot \sqrt{\Delta p(t)} = K_L \cdot \text{sign}(p_A(t) - p_B(t)) \cdot \sqrt{|p_A(t) - p_B(t)|} \quad (5.18)$$

berechnet. K_L ist nach [71] der Leckölkoeffizient, der im wesentlichen von der Geometrie der Querschnittsänderung und der Viskosität bzw. der Dichte des Öls abhängt. Je nach Drosselform kann das Verhalten einer laminaren oder turbulenten Drossel simuliert werden. Die vier Drosseln werden im folgenden auf ihr $\Delta p - Q$ Verhalten untersucht, und mit den gefundenen Ergebnissen wird ein Vergleich zwischen Simulation und Versuch durchgeführt.

Ermittlung der $\Delta p - Q$ -Kennlinie für die Versuchseinrichtung

Für die verschiedenen Drosseln wurden zunächst an den Bypässen Messungen zur experimentellen Bestimmung der $\Delta p - Q$ -Kennlinie durchgeführt. Anschließend wurden die $\Delta p - Q$ Kennlinien der vier Bypässe in Anlehnung an [38] berechnet. Im folgenden sind beide Vorgehensweisen dokumentiert. Es sind auch speziell gefertigte, präzise Blenden (z. B. der Firma Lee) einsetzbar, deren Kennlinien vom Hersteller genannt werden. Diese Blenden sind mit einem Preis von ca. 700 DM allerdings recht teuer für diesen Versuchsaufbau.

Experimentelle Bestimmung der $\Delta p - Q$ -Kennlinie

Zur experimentellen Bestimmung der $\Delta p - Q$ -Kennlinie wurde der Zylinderkolben an den oberen Anschlag gefahren. Bei geöffnetem Bypaß wurden auf den Ventileingang Sprünge unterschiedlicher, positiver Amplitude (von 0.4 Volt bis 2.5 Volt) gegeben. Der sich einstellende Volumenstrom Q , der einzig über den offenen Bypaß (Drosselstrecke) floß, wurde über einen Volumenstromsensor in der Tankleitung gemessen. Vor und nach der Drosselstrecke wurden Druckaufnehmer montiert, so daß der in der Drosselstrecke entstehende Druckabfall gemessen werden konnte. Aus diesen Meßwerten wurde eine Näherungsgleichung für die Druckverlustkennlinie bestimmt, wobei als Ansatz ein Polynom zweiten Grades gewählt wurde mit

x = Volumenstrom in l/min und

y = Druck in N/mm²

Als Beispiel :

Näherungsgleichung für den gemessenen Druckverlust:

$$y = 189317,69641 + 4191,61065 x + 500329,32219 x^2$$

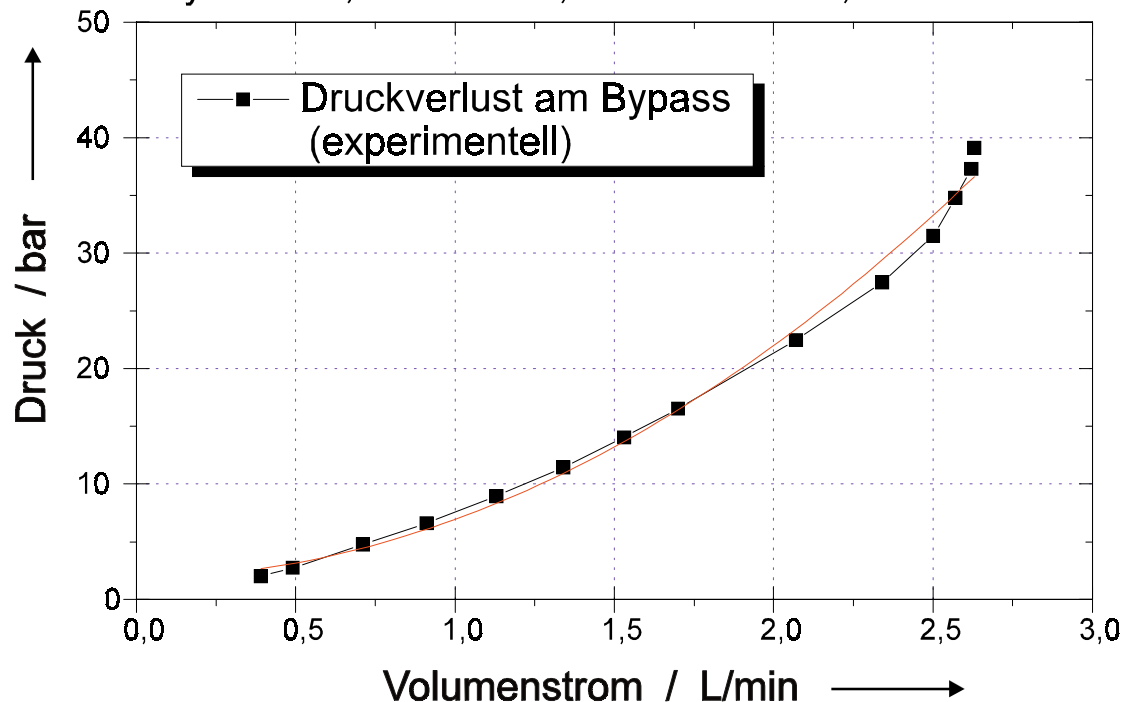


Bild 5.18: Experimentelle Bestimmung der $\Delta p - Q$ Kennlinie für Bypass Nr.2 (Ø1.0mm)

Berechnung der $\Delta p - Q$ -Kennlinie

Im folgenden wird die $\Delta p - Q$ -Kennlinie der vier als Bypass zur Verfügung stehenden Drosseln berechnet. Die Berechnung folgt den Berechnungsvorschriften, wie sie in [38] dargestellt sind. Der gesamte Druckabfall eines Systems berechnet sich aus der Summe der Druckverluste an den Einzelelementen

$$\Delta p_{tot} = \sum_{i=1}^n \Delta p_i \cdot \frac{\rho_0}{\rho_i} \quad (5.19)$$

Unter der Annahme einer konstanten Dichte gilt

$$\Delta p_{tot} = \sum_{i=1}^n \Delta p_i = \sum_{i=1}^n \zeta_i \cdot \frac{\rho \cdot w_i^2}{2} \quad (5.20)$$

mit dem Widerstandsbeiwert ζ und der Geschwindigkeit w . Vernachlässigt werden in allen Berechnungen die Druckverluste in den Absperrhähnen.

Druckverluste in den Rohrleitungen

Die Berechnung der Druckverluste in den Rohrleitungen erfolgt analog der Berechnung Diagramm 2-2 aus [38] für ein Rohr mit Durchmesser D_0 und Länge L mit gleichmäßiger Rauhtiefe $\Delta = 35\mu\text{m}$ (Rauigkeitswerte für ein nahtlos gezogenes, gebeiztes Stahlrohr)

$$\Delta p_{\text{Rohr}} = \lambda \cdot \frac{L}{D_0} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (5.21)$$

Der Druckverlustbeiwert

$$\lambda = f(\text{Re}, \bar{\Delta}) \quad (5.22)$$

mit $\text{Re} = \frac{w_0 \cdot D_0}{\nu}$ und $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$ wird der Tabelle 2-3 aus [38] entnommen.

Druckverluste in den Winkelverschraubungen

Für die Druckverluste in den Winkelverschraubungen gilt

$$\Delta p_{\text{Winkel}} = \frac{1}{2} \cdot \zeta_{\text{Winkel}} \cdot \rho \cdot w^2 \quad (5.23)$$

Zur Bestimmung des Widerstandsbeiwertes ζ_{Winkel} wurde aus dem Herstellerkatalog „Ermeto“ eine Wertetabelle erstellt, die mit der in Bild 5.19 angegebenen Gleichung approximiert werden kann.

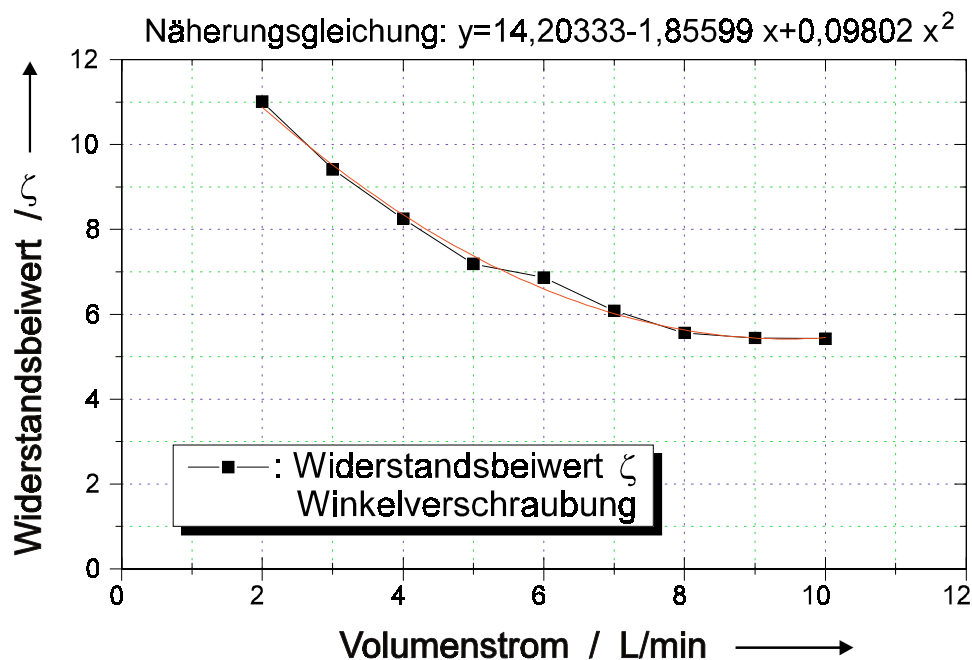


Bild 5.19: Widerstandsbeiwert ζ der Ermeto-Winkelverschraubung

Druckverluste in den Drosseln

Die Berechnung der Druckverluste in den Drosseln erfolgt analog der Berechnung von Diagramm 5-25 [38]

$$\Delta p_{Drossel} = \frac{1}{2} \cdot \zeta_{Drossel} \cdot \rho \cdot w^2 \quad (5.24)$$

Für den Widerstandsbeiwert $\zeta_{Drossel}$ gilt

$$\zeta_{Drossel} = k \cdot (\zeta_{Eintritt} + \zeta_{Austritt} + \lambda_{Drossel} \cdot \frac{L}{d}) \quad (5.25)$$

Der Faktor k wird aus Diagramm 5-25, $\zeta_{Eintritt}$ aus Diagramm 4-10, und $\zeta_{Austritt}$ aus Diagramm 4-1 (jeweils [38]) bestimmt. Der Rohrwiderstandsbeiwert $\lambda_{Drossel}$ wird aus Diagramm 2-1 [38] bestimmt unter der Annahme einer Bohrung mit der Rauhtiefe $\Delta = 40 \mu\text{m}$. Es wurde bei den Drosseln 1 und 4 die Berechnung der $\Delta p - Q$ -Kennlinie durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen als Beispiel die nachstehenden Diagramme

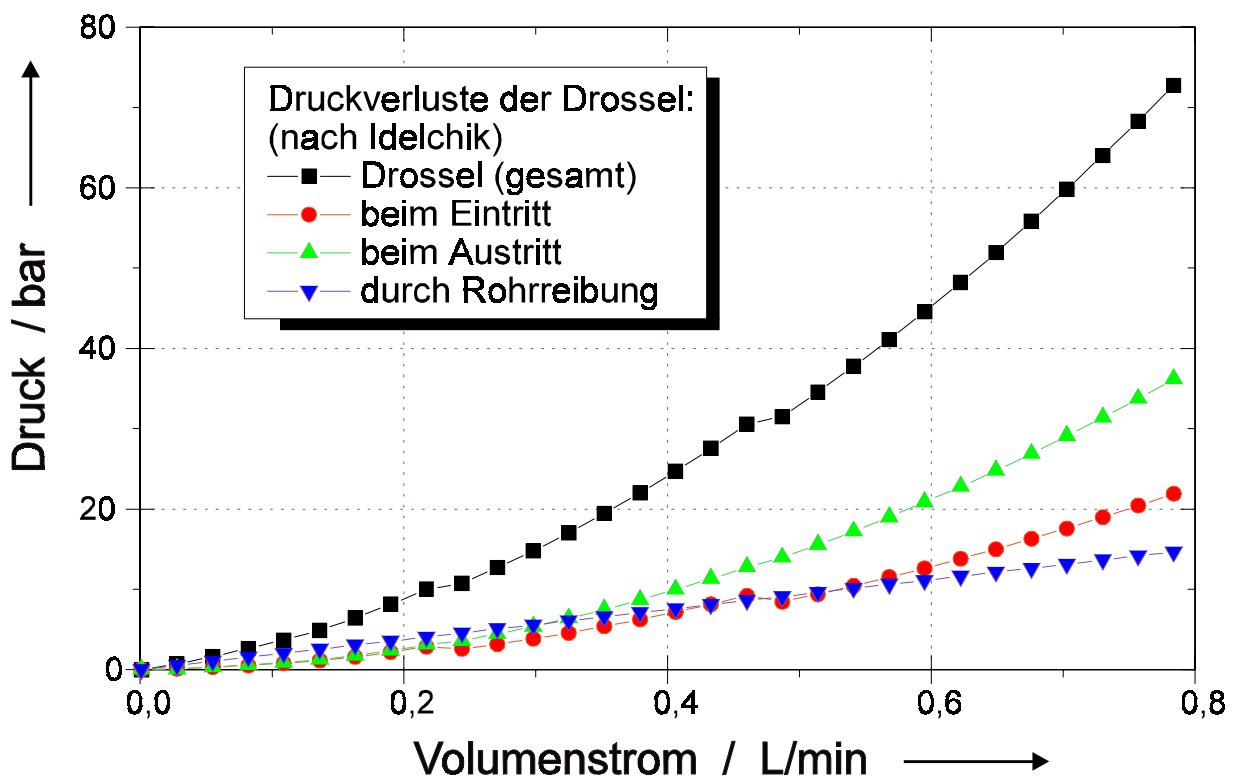


Bild 5.20: Druckverluste an der Drossel Nr.1 (Blende mit $\varnothing 0.5\text{mm}$)

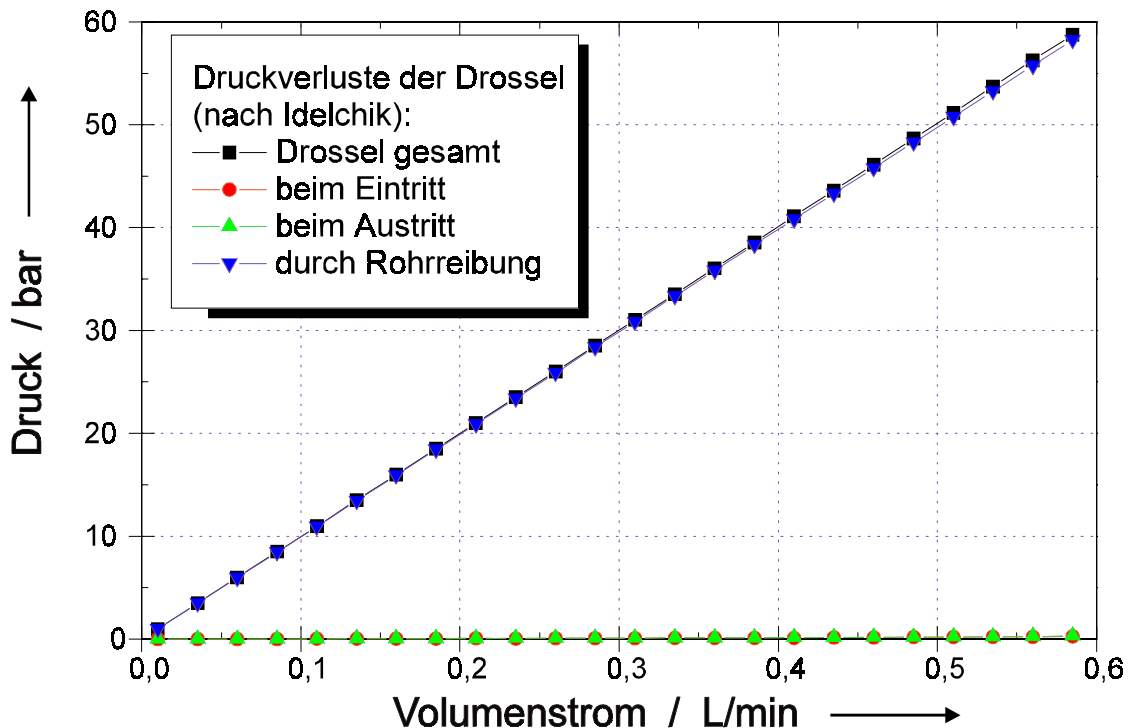


Bild 5.21: Druckverluste an der Drossel Nr.4 (Rohr mit $\varnothing 1.5\text{mm}$ und $L=830\text{mm}$)

Für die Drosseln setzt sich die $\Delta p - Q$ -Kennlinie aus einem linearen Anteil aus der Rohrreibung und einem quadratischen Anteil aus den Ein- und Austrittsverlusten zusammen. Mit geringerem Blendendurchmesser (bei gleicher Drossellänge) dominiert der Einfluß der Rohrreibung.

5.10 Einsatz von Hydrospeichern zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens der Versuchsanlage

Die durch das Funktionsprinzip von Verdrängermaschinen in hydrostatischen Anlagen auftretenden Druckpulsationen stören das dynamischen Verhalten der Anlagen, neben anderen Erscheinungen wie Vibrationen u.ä., erheblich. Da bei der Fehlerdiagnose an solchen hydrostatischen Anlagen diese Fehler gerade an Positionsungenauigkeiten von Linearmotoren oder auch rotatorischen Hydromotoren erkennbar sind, wurde nach Möglichkeiten gesucht, den Einfluß der o.g. Pulsationen auf das Betriebsverhalten weitgehend auszuschalten. Zur Zeit werden an mehreren Forschungsinstituten Untersuchungen vorgenommen, durch geeignete Gegenmaßnahmen, z. B. mit sogenannten „aktiven Pulsationsdämpfern“, diese unerwünschten Erscheinungen zu unterdrücken. Grundlage ist es hierbei, den durch das Verdrängungsprinzip der Arbeitsmaschine entstandenen Pulsationen Gegenpulsationen mit umgekehrter Amplitude zu überlagern, was zu einer Glättung des Volumenstromes bzw. des Druckes führt. Hierzu sind sehr

zuverlässige, schnelle Regelungen erforderlich. Da sich diese Untersuchungen noch im Versuchsstadium befinden, konnte im Rahmen der vorliegenden Arbeit hierauf nicht zurückgegriffen werden. Um die in der Anlage zwangsläufig vorhandenen Pulsationen im Hinblick auf die gewünschten Ergebnisse zu reduzieren, wurden daher die zur Zeit technisch realisierten Möglichkeiten, nämlich Hydrospeicher, d.h. passive Pulsationsdämpfer, eingesetzt.

Möglichkeiten der Anwendung und Anforderungen an Hydrospeicher

Neben den Volumenstrompulsationen der Arbeitsmaschine der Anlage treten Druckstöße in erster Linie durch alle Schaltvorgänge der in der Anlage eingesetzten Steuer- oder Regелеlemente, die die Bewegungsabläufe eines Hydraulikmotors steuern, auf. Im Rahmen der Anlagenkonzeption war es ein Ziel, diese Druckstöße, die im Rahmen einer Fehlerdiagnose Aussagen sehr erschweren oder verfälschen, zu unterdrücken.

In Hinblick auf diese Problematik muß aus der Masse der auf dem Markt angebotenen Hydrospeicher eine Auswahl getroffen werden, die zu einer optimalen Lösung führt. Hydrospeicher beruhen auf verschiedenen Funktionsprinzipien. Unterschieden werden [51,54]:

- Gewichtsspeicher,
- Federbelastete Speicher,
- Kolbenspeicher,
- Membranspeicher,
- Blasenspeicher.

Die beiden erstgenannten arbeiten mechanisch, sind mit großen Massen behaftet und weisen große Abmessungen auf. Dadurch sind sie nur kurzzeitig in der Lage, zusätzliche Energie zu Verfügung zu stellen. Im Vergleich dazu arbeiten die drei zuletzt genannten mit Gasfüllungen und können über die Kompressibilität von Gasen auf schnelle Volumen- und Druckpulsationen reagieren. Kolbenspeicher scheiden für die vorgenannten Aufgaben auch aus, da sie infolge der Dichtungsreibung am Kolben relativ träge reagieren. Im vorliegenden Fall sind also nur Membran- bzw. Blasenspeicher einsetzbar. Um Pulsationen in einer Hydraulikanlage zu dämpfen, sind meist nur kleine Volumina erforderlich, da ja meist nur die Volumenelastizität des Öls auszugleichen ist, so daß für die Druckstoßminderung durch Ventile in der Anlage Membranspeicher am geeignetsten erscheinen.

Für einen Einsatz der Hydrospeicher am Proportionalventil bieten sich folgende Möglichkeiten der Speicherpositionierung an:

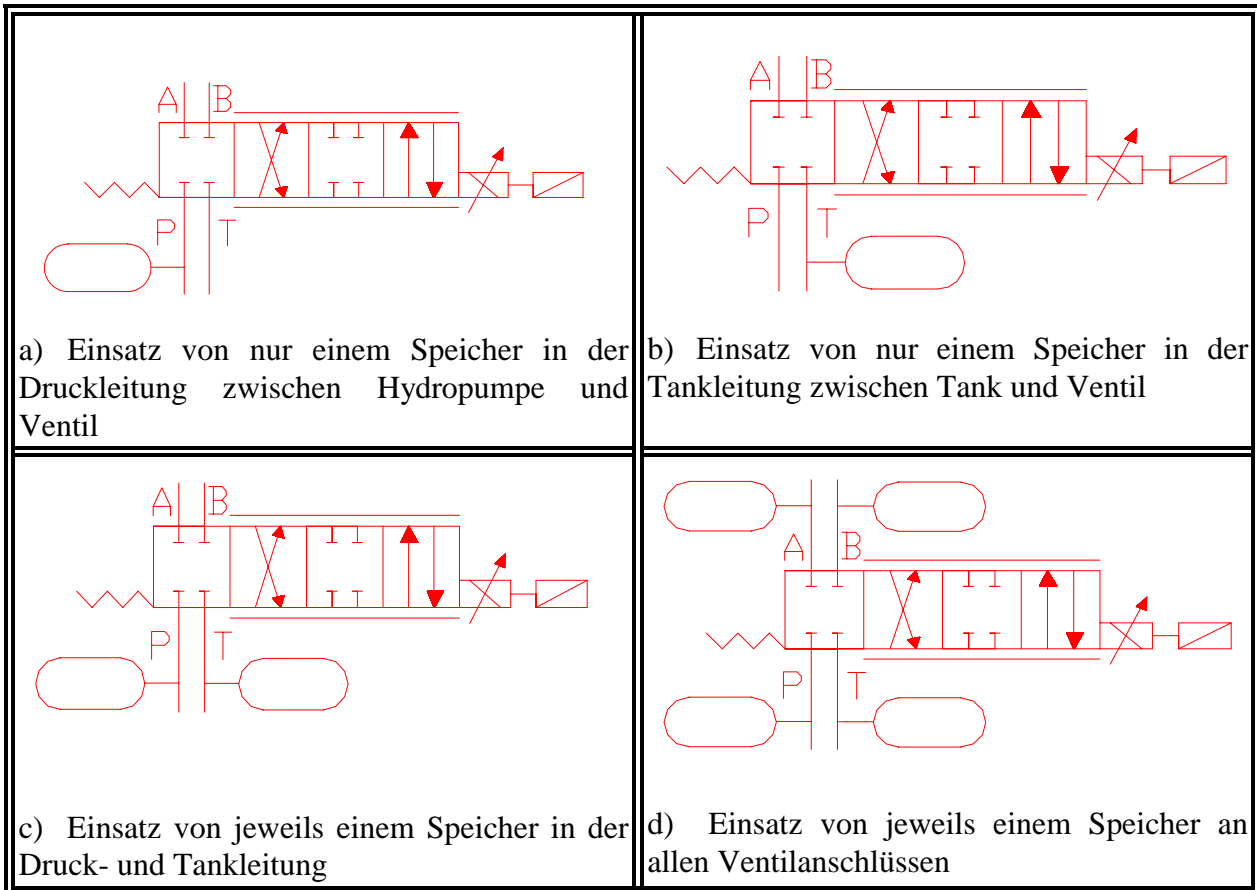


Bild 5.22: Möglichkeiten des Einsatzes von Hydrospeichern an einem Proportionalventil zur Dämpfung von Pulsationen.

Mit diesen Schaltmöglichkeiten sollen Versuche durchgeführt werden, um eine bestmögliche Dämpfung der Pulsationen zu erreichen.

Berechnung der Speichergröße

Für die Größe der Gasvolumina in Speichern ist die Masse des Ölvolumens, in welchem Druckpulsationen auftreten, maßgebend [54].

$$V_0 = \frac{m \Delta w^{2,0,4}}{2 p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,285} - 1 \right] 10^2} \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{0,714} \quad (5.26)$$

mit

V_0	Gasvolumen zur Wandlung von potentieller in kinetische Energie
m	Masse des in Frage kommenden Ölvolumens
Δw	Geschwindigkeitsänderung der Masse durch Schaltvorgänge
p_1	minimaler Betriebsdruck
p_2	maximaler Betriebsdruck
p_0	Druck der Gasvorspannung
$m = \rho L A$, wobei	$L A$ Rohrleitungsvolumen
	ρ Dichte der Druckflüssigkeit

Mit den Abmessungen der Versuchsanlage (s. Bild 5.3 und Bild 5.4) ergeben sich damit die folgenden optimalen Gasvolumina für einen möglichst störungsfreien Betrieb:

Druck-Pumpen-Leitung, Hydropumpe - Ventil: $V_0=0,0026 \text{ l}$

Tank-Leitung, Ventil - Ölbehälter : $V_0=0,021 \text{ l}$

Das bedeutet, daß zur optimalen Druckstoßminimierung extrem kleine Hydrospeicher benötigt werden, wie sie serienmäßig nicht erhältlich sind!

Experimentelle Untersuchungen

Einsatz von jeweils zwei Hydrospeichern in Druck- und Tankleitung

Es wurden am Fachgebiet vorhandene Membranspeicher mit jeweils $V_0=0,6 \text{ l}$ verwendet (System- und Tankleitung), obwohl klar war, daß diese Speicher vom Gasvolumen her überdimensioniert sind. Diese ersten Versuche sollten nur die Tendenz bestätigen. Eine weitere Untersuchung wurde mit Speichern mit einem Volumen von $V_0=0,16 \text{ l}$ durchgeführt. Diese besitzen den Vorteil, daß sie ein dynamisch besseres Verhalten aufweisen und dem geringen erforderlichen Volumenstrombedarf entgegenkommen.

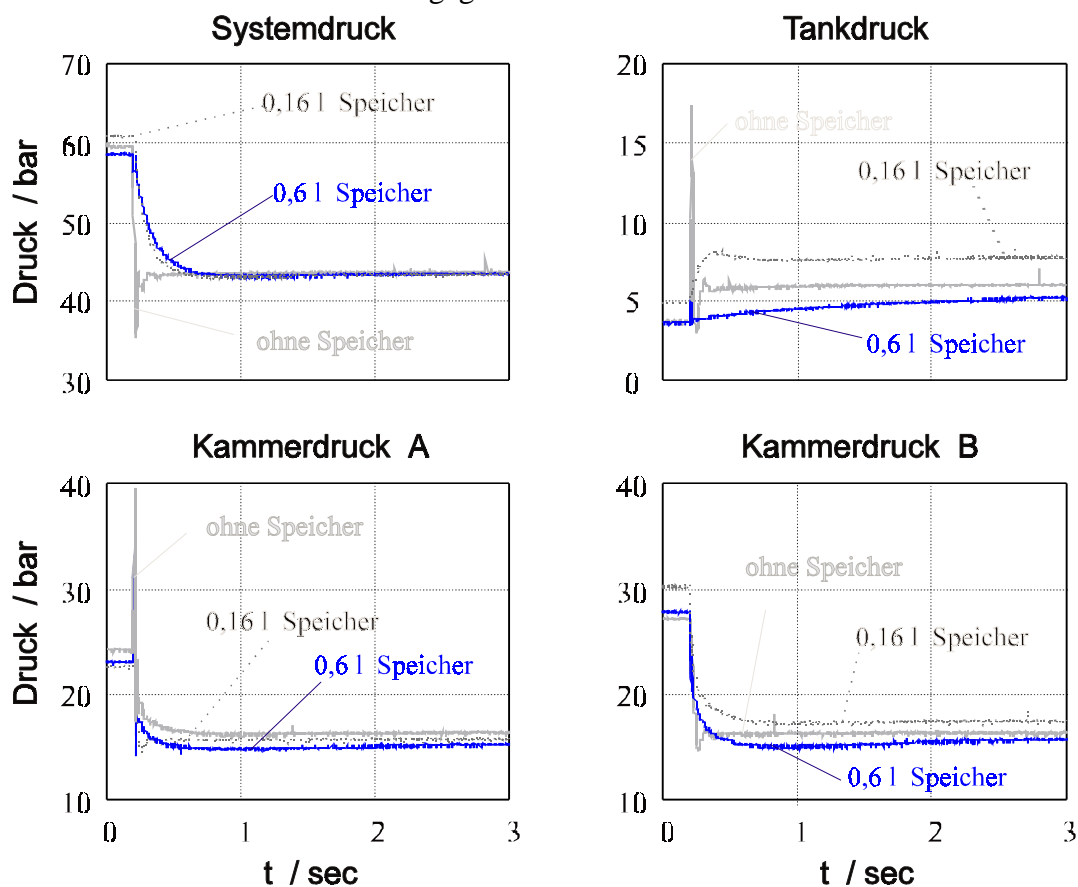


Bild 5.23: Druckverlauf beim Einsatz von zwei Hydrospeichern in P- und T-Leitung
(Gasvolumen V_0 von $V_0=0,6$ bzw. $V_0=0,16 \text{ l}$)

Bild 5.23 zeigt, daß - obwohl das Gasvolumen des Speichers (siehe Berechnung der Speichergroße) viel zu groß war- durch den Einsatz von Hydrospeichern zeitabhängig die in der Anlage stehenden Druckschwankungen gedämpft werden können. Nur in der Leitung (Kammerdruck A) war zu sehen (und dies zeigen auch die Messungen), daß durch den Druckaufbau zur Überwindung des Rohrleitungswiderstandes der Hydrospeicher keine Verbesserung bringen kann. Außerdem bewirkt eine Verringerung des Gasvolumens eine Verbesserung der Druckverläufe in den Anschlüssen P, T, B sowie im System.

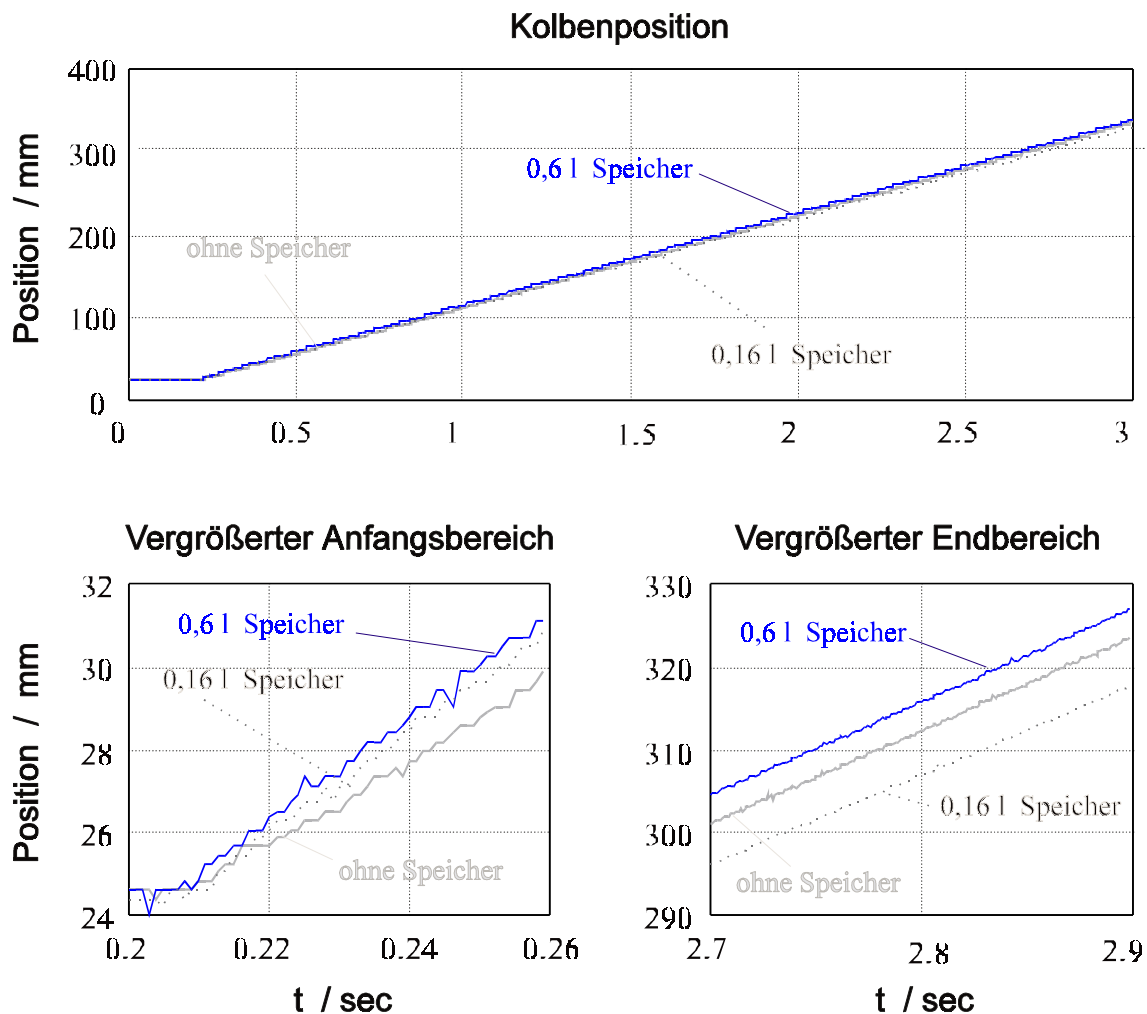


Bild 5.24: Kolbenposition des Linearmotors (zwei Membranspeicher mit $V_0=0,6$ l bzw. $V_0=0,16$ l)

Die Druckstoßdämpfung in der P- und T-Leitung erfolgt sehr langsam. Das integrierende Zylinder-Kolben-Verhalten ändert sich, da beim Speichereinsatz dieses Verhalten nicht mehr linear ist. Dies ist auf das nichtlineare Speicherverhalten zurückzuführen. Die Druckstoßdämpfungen sind um so besser, je näher der Speicher am Ventil angeordnet ist.

Einsatz von Hydrospeichern an allen Ventilanschlüssen

Das Gasvolumen aller vier Speicher betrug $V_0 = 0,16 \text{ l}$, war also immer noch um den Faktor 10 höher, als nach der Berechnung erforderlich. Je nach Kolbenbewegung des Linearmotors sind im Einsatz:

Kolben fährt aus (nach oben) : Speicher in P-, T- und A-Leitung

Kolben fährt ein (nach unten) : Speicher in P-, T- und B-Leitung

Die Speicher sind wie bei Bild 5.22.d sehr nahe am Proportionalventil montiert.

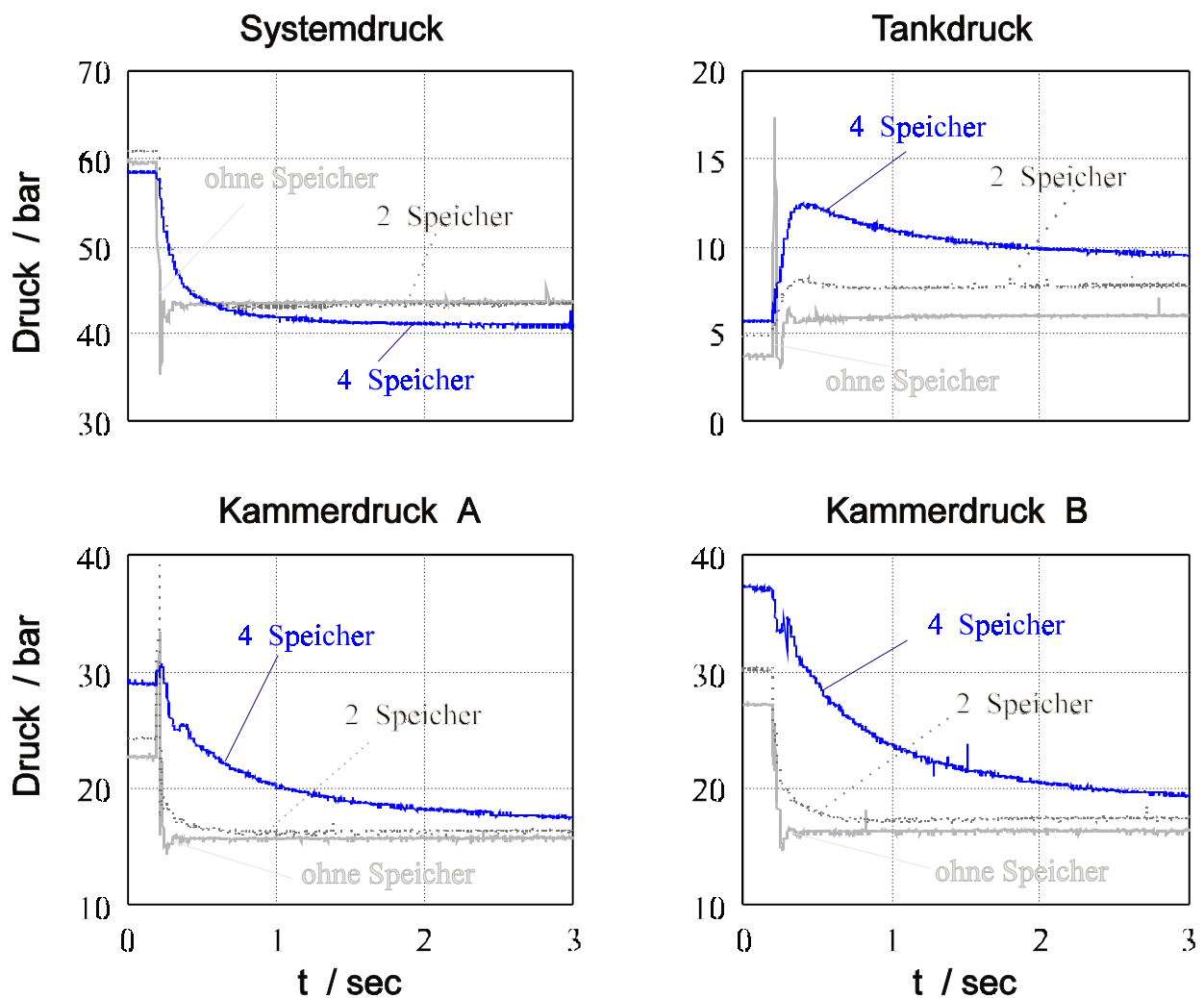


Bild 5.25: Druckverlauf beim Einsatz von zwei bzw. vier Membranspeichern mit jeweils $V_0=0,16 \text{ l}$

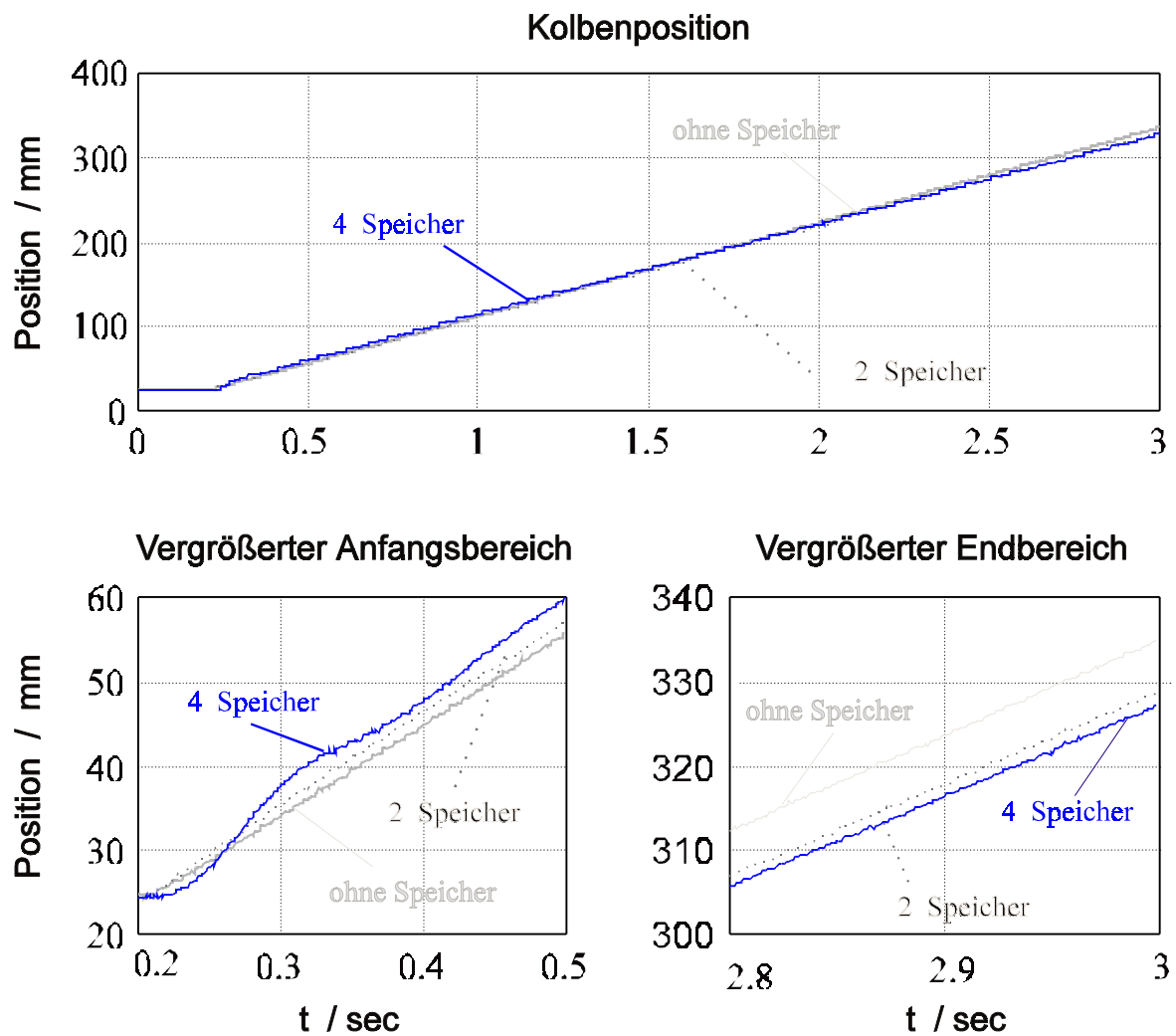


Bild 5.26: Kolbenposition des Linearmotors (zwei bzw. vier Membranspeicher mit jeweils $V_0=0,16$ l)

Auch hier zeigt sich das nichtlineare Verhalten der Hydrospeicher in der A- und B-Leitung. Die Nichtlinearität des Kolbensverhaltens wird demnach verstärkt.

Diskussion der Ergebnisse

Die Bild 5.25 und Bild 5.26 zeigen, daß durch die Hydrospeicher das nichtlineare Verhalten des Linearmotors verstärkt wird. Auch die überdimensionierten Hydrospeicher tragen zu diesem Betriebsverhalten bei. Diese Nichtlinearität muß bei der Modellierung des Gesamtsystems berücksichtigt werden. Teilt man das Gesamtmodell in die Teilmodelle „Speisung“ und „Verbraucher“ auf, so beziehen sie sich auf:

„Speisung“ : P- und T-Leitung

„Verbraucher“: A- und B-Leitung.

Beim Einsatz von vier Hydrospeichern müssen also alle in die Modellierung des Gesamtsystems einbezogen werden. Arbeitet man ohne Hydrospeicher, so zeigt der Linearmotor integrierendes Verhalten. Der Betrieb wird jedoch durch Druckstöße und Pulsationen beeinträchtigt. Hydrospeicher mindern diese Druckstöße und Pulsationen, führen jedoch zu Nichtlinearitäten beim Linearmotor, die mit der Zahl der verwendeten Hydrospeicher steigen. Diese Nachteile könnten aktive Pulsationsdämpfer weitgehend beheben, die jedoch zur Zeit, wie bereits zu Beginn dieses Kapitels erwähnt, noch nicht einsatzbereit sind!

6 Prozeßidentifikation

Die zunehmende Integration von mechanischen, hydraulischen, thermischen und anderen Prozessen mit Mikroelektronik und der Informationstechnik hat zur Folge, daß diese Teilbereiche simultan und aufeinander abgestimmt entwickelt werden müssen. Wegen der vielen wechselseitigen Beziehungen ist die Betrachtung des Gesamtsystems und die Nutzung synergetischer Effekte während der verschiedenen Entwicklungsphasen wichtig. Um das Verhalten eines realen Systems in abstrahierter Form durch ein *mathematisches Modell* genügend genau zu beschreiben, müssen sowohl die Parameter als auch die Struktur des Modells ermittelt (identifiziert) werden. Dieses kann auf dem Wege der *theoretischen Modellbildung* gewonnen werden. Dabei wird versucht, das statische und dynamische Verhalten des Prozesses durch möglichst einfache Elementarvorgänge zu beschreiben. Anhand dieser physikalischen Gesetzmäßigkeiten werden Differentialgleichungssysteme formuliert [19,40]. Sind die inneren und äußeren Bedingungen bekannt, kann das System rechnerisch identifiziert werden. Eine derartige Vorgehensweise führt jedoch meist zu komplexen Gleichungen, deren Parameter oft nicht exakt oder sogar gänzlich unbekannt sind. Von Vorteil ist eine sehr genaue Prozeßkenntnis (z. B. strukturelle Eigenschaften). Obwohl eine theoretische Analyse prinzipiell mehr Informationen über ein System liefern kann, ist die experimentelle Analyse des Prozesses, auch *experimentelle Modellbildung* genannt, für viele praktische Anwendungen ausreichend, denn meist ist nur das Ein- und Ausgangsverhalten des Prozesses (black-box Modelle) von Bedeutung. Es werden dann anhand von gemessenen Ein- und Ausgangssignalen des Prozesses die Parameter eines in der Struktur vorgegebenen mathematischen Prozeßmodells bestimmt. Als optimal kann eine Kombination beider Methoden betrachtet werden. Die Art der Modellierung des Prozesses ist im Grunde genommen abhängig vom Anwendungszweck. Deswegen soll das Prozeßmodell so komplex wie nötig, aber so einfach wie möglich sein! Es muß die wesentlichen Eigenschaften des realen Prozesses im Hinblick auf die zu lösende Aufgabe enthalten [48].

Zur analytischen Symptombewinnung einer modellbasierten Fehlerfrühidentifikation werden im Rahmen dieser Arbeit Identifikationsverfahren sowohl im Zeit- als auch Frequenzbereich eingesetzt. Die experimentelle Systemidentifikation umfaßt in einem ersten Teilvorgang die Messung der Systemeingangs- und Systemausgangsgrößen. Auf der Grundlage dynamischer Modelle für die Teilsysteme Proportionalventil und Hydrozylinder, die im Rahmen der physikalischen Modellbildung entwickelt wurden, werden im zweiten Teilvorgang verschiedene

Identifikationsmethoden zur Bestimmung der physikalischen Parameter im Nominalzustand und Fehlerzustand herangezogen und die Auswirkungen untersucht.

6.1 Identifikation mit der Methode der Frequenzgangmessung

Eine Alternative zur Identifikation im Zeitbereich ist die Identifikation im Frequenzbereich. Sie zielt auf eine Approximation der Frequenzgänge in den einzelnen Arbeitspunkten (durch black-box-Modelle) hinaus. Diese erfolgt nicht durch direkte Auswertung der zeitlichen Signalverläufe, sondern anhand eines Frequenzgangs, der am Prozeß aufgenommen wurde. Wenn der Frequenzgang durch ein parametrisches Prozeßmodell angepaßt werden soll, kann man die Parameteridentifikation für Frequenzgänge benutzen. Die Aufgabe der Parameteridentifikation für Frequenzgänge besteht darin, die Prozeßparameter dem *rationalen Übertragungsglied* [25,91] des Modells so zu approximieren, daß die Frequenzgänge von Prozeß und Modell hinreichend gut übereinstimmen.

$$G(s) = \frac{b_0 + b_1 s + \dots + b_m s^m}{a_0 + a_1 s + \dots + a_n s^n} \quad (6.1)$$

Im Hinblick auf die Identifikation der Systemparameter bietet die Parameteridentifikation für Frequenzgänge gegenüber der Parameteridentifikation anhand von Zeitverläufen der Signale einige Vorteile:

- Es ist eine Anregung aller Zeitkonstanten des Prozesses gewährleistet, insbesondere wenn zur Erzeugung des Frequenzgangs Sinussignale mit diskreten Frequenzen verwendet werden.
- Der gemessene Frequenzgang gibt anschaulich das Systemverhalten wieder und ermöglicht eine einfache Bestimmung der Prozeßordnung.
- Es können gezielt einzelne Frequenzbereiche ausgewählt werden, in denen die Modellanpassung erfolgen soll.
- Bei der Identifikation sind keine Ableitungen von gemessenen Signalen notwendig.
- Das Identifikationsergebnis kann durch die gemessene Darstellung des Prozeß- und Modellfrequenzgangs anschaulich überprüft werden.
- Die erreichbare Genauigkeit der Identifikation ist sehr hoch

Als Nachteile sind zu nennen:

- Die erforderliche Meßzeit ist bei mehreren erforderlichen Frequenzwerten relativ groß
- Identifikation mit der Frequenzgangmethoden ist nur off-line möglich. Es könnte auch eine on-line-Identifikation ermöglicht werden, wenn der Meßablauf automatisiert wird und alle Messungen automatisch hintereinander ablaufen und die Identifikation mit einem leistungsfähigen Rechner durchgeführt wird.

Für die Identifikation der Systemparameter wurde hierzu ein Programm mit entsprechender Optimierungsroutine in Matlab erstellt. Mit diesem Programm können genaue Differential-

gleichungen identifiziert werden. Das Programm umfaßt Routinen zur Identifikation, Visualisierung, Meßsignalerzeugung, Meßsignalanalyse, Meßdatenauswertung von Zeitbereich und Frequenzbereich sowie die Archivierung der anfallenden Daten. Eine Vorgehensweise sei wie folgt beschrieben:

- Der Prozeß ist nacheinander mit den entsprechenden Frequenzen anzuregen
- Nach einem Meßversuch wird das Meßsignal entsprechend der Anregung synchronisiert und aufgeteilt, so daß alle Frequenzen als ganzzahliges Vielfaches in eine Meßperiode fallen
- Für jede Meßperiode und jede Frequenz des Multi-Sinus-Signals wird die diskrete Fourier-transformierte berechnet
- Die Varianz und der Mittelwert wird für jede Frequenz berechnet. Ziel der Identifikation ist es nun, die Frequenzkennlinie eines Modells entsprechend dem Mittelwert und der Varianz anzupassen
- Die einzelnen Frequenzgangwerte können z. B. durch orthogonale Korrelation berechnet werden
- Es ist dabei eine mehrstufige Vorgehensweise notwendig

Als Startwerte werden im allgemeinen nur eine Totzeit und das I-Verhalten sowie einzelne Prozeßparameter während der Optimierung festgelegt. Das Programm liefert als Ergebnis die restlichen Prozeßparameter und mehrere Gütwerte. Anhand dieser Gütwerte können Aussagen über eine Über- oder Untermodellierung gemacht werden.

6.2 Versuchsablauf und Ergebnisbewertung

Zunächst werden die Parameter des Proportionalventils und Hydrozylinders identifiziert. Aus der Teilübertragungsfunktionen wird dann das Gesamtübertragungsverhalten des Prozesses bestimmt.

Die Aufnahme des Frequenzgangs erfolgt im offenen und geschlossenen Regelkreis und durch Anschließen eines Sinusgenerators an den Sollwerteingang (Positionssollwert) des Ventils. Als Ausgang des Ventils wird der Ventilschieberweg (Ventilschieber-Positionswert bzw. das Spannungssignal des im Ventil integrierten Wegaufnehmers) betrachtet. Diese Ausgangsspannung (Positionswert) ist das Eingangssignal des Hydrozylinders. Das Ausgangssignal des Hydraulikzylinders liefert der eingebaute induktive Wegaufnehmer an der Kolbenstange.

Die Frequenzgangmessung für das Ventil wurde an 39 Arbeitspunkten (Ventilschieber-Positionssollwert zwischen ± 10 V) durchgeführt. Das Ventil wurde mit einer Amplitude von 0,5 V und mit unterschiedlichen Frequenzen (einer Frequenz von 10 - 200Hz) im drucklosen Zustand der Anlage angeregt.

Die Messungen für den Zylinder wurden an 3 Arbeitspunkten, +100, +200 und +300 mm bezüglich eines Bezugspunktes durchgeführt. Das Gesamtsystem wurde hierbei mit einer Frequenz von 10 - 120 Hz angeregt. Durch folgende Einstellmöglichkeiten kann das Programm beeinflusst werden:

- Wahl der Nenner-/Zählerordnung durch eine Differentialgleichung (Systemordnung)
- Wahl wichtiger Bereiche im Frequenzbereich durch Vorgabe der Varianz
- Wahl der Optimierungsroutine
- Vorgabe eines I-Anteils
- Vorgabe oder Identifizieren der Totzeit und anderer Kennwerte

Aus dem gemessenen Amplituden- und Phasengang des Ventils und des zugehörigen Zylinderkolbens sowie des Gesamtsystems wurden deren Übertragungsfunktionen geschätzt. Anschließend wird durch Vergleich der Koeffizienten der Übertragungsfunktion des intakten und gestörten Zylinders eine Fehleridentifikation- und diagnose durchgeführt.

6.2.1 Ventil-Identifikation

Im Bild 6.1 ist der Zeitverlauf vom Ventileingangssignal und vom Ausgangssignal für eine Frequenz dargestellt. (Ausschnitt aus einer 8 s-Messung).

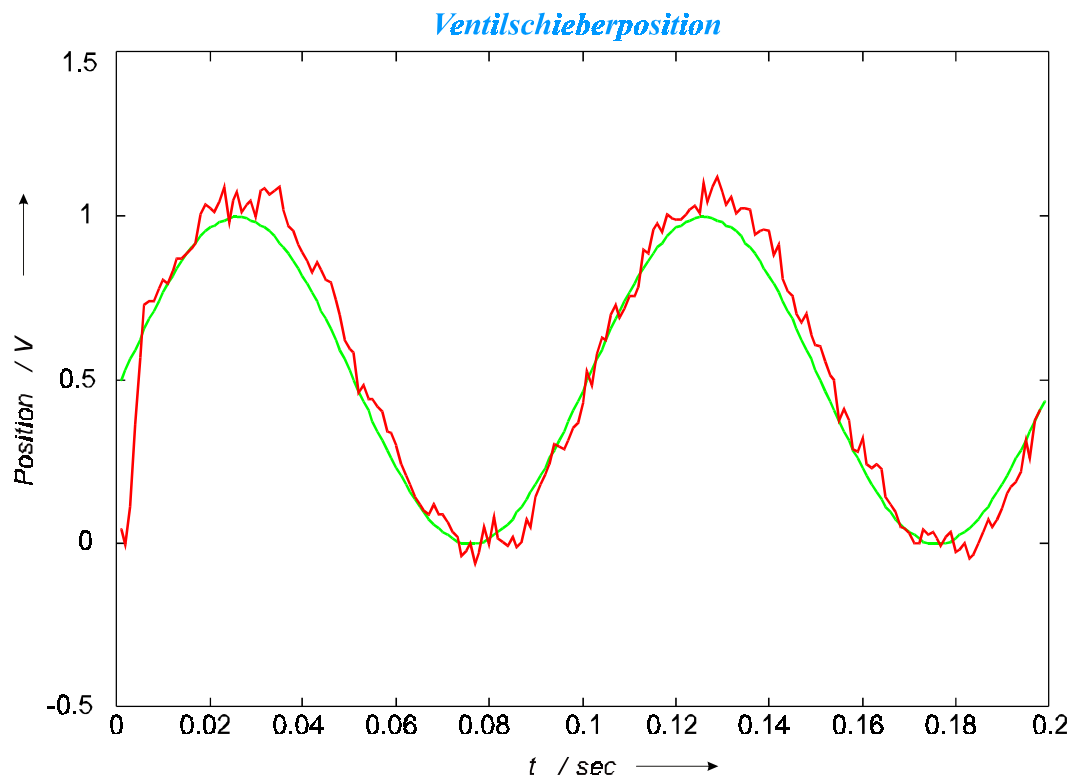


Bild 6.1: Ventilanregungssignal und Ventilschieberausgangssignal für $f = 10$ Hz

Für den Arbeitspunkt ($U_{D-E} = 0.5V$) ergab sich für 39 Frequenzen der folgende Frequenzgang:

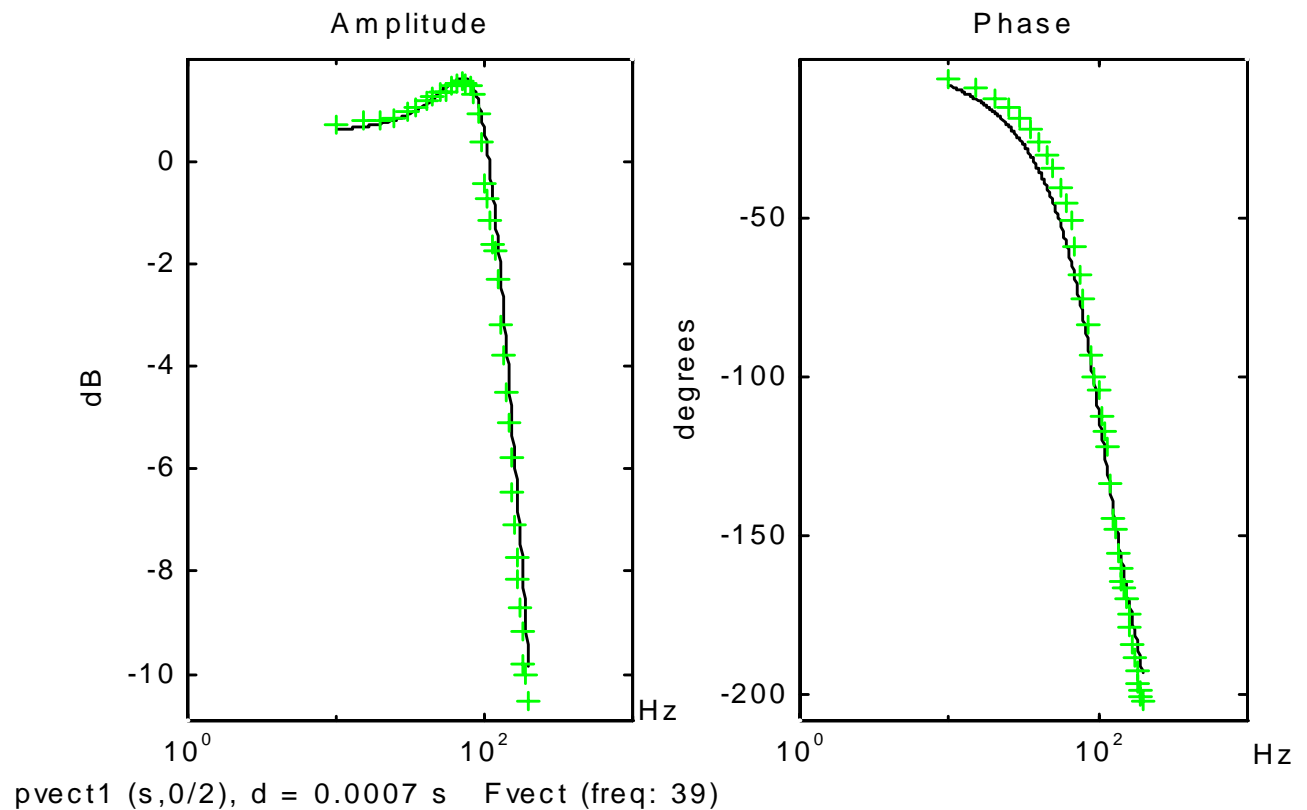


Bild 6.2: Frequenzgang für Sinus-Anregung

Aus *a priori*- Wissen über das Ventil (vom Frequenzgang oben) wurde die Anzahl der Polstellen mit 2 und der Nullstellen mit 0 eingegeben. Das dynamische Verhalten des Ventils lässt sich vereinfacht durch ein totzeitbehaftetes Verzögerungsglied 2. Ordnung (PT_2T_t) beschreiben. Die Übertragungsfunktion lautet:

$$G(s) = \frac{y_s(s)}{u(s)} = \frac{K}{1 + \frac{2d}{\omega_0} s + \frac{1}{\omega_0^2} s^2} \cdot e^{-T_t s} \quad (6.2)$$

mit	K	Verstärkungsfaktor
	ω_0	Die Kennkreisfrequenz ω_0 beschreibt die Eigenfrequenz des dämpfungslos gedachten Systems.
	d	Der Dämpfungsgrad d (oft auch mit Dämpfung bezeichnet) ist ein Maß für das Abklingen einer Schwingung.
	T_t	Totzeit

Als unbekannte Parameter sollen die Eigenfrequenz ω_0 , die Dämpfung d sowie der Verstärkungsfaktor K des Ventils geschätzt werden (Differentialgleichung). Als Ergebnis ergab das Programm eine Übertragungsfunktion mit 2 stabilen Polstellen. Im Bild 6.2 sind der gemessene und der

geschätzte Frequenzgang dargestellt. Das Übertragungsverhalten des Regelventils in der allgemeinen rationalen Form (ARF) [25] lautet:

$$G(s) = \frac{b_0}{a_0 + a_1 s + a_2 s^2} e^{-T_t s} \quad (6.3)$$

mit $b_0 = 1.07$

$$a_2 = 2.3167 \cdot 10^{-6}$$

$$a_1 = 1.5830 \cdot 10^{-3}$$

$$a_0 = 1$$

und $\omega_0 = 657,8664 \text{ s}^{-1}$; $d = 0,52$; Die Totzeit wurde vorgegeben $T_t = 0,7 \text{ ms}$

Die z-Übertragungsfunktion des Regelventils lautet:

$$G(z^{-1}) = \frac{\bar{b}_1 z^{-1} + \bar{b}_2 z^{-2}}{1 + \bar{a}_1 z^{-1} + \bar{a}_2 z^{-2}} z^{-d} \quad (6.4)$$

mit Totzeit d

$$\bar{b}_1 = 1.6143 \cdot 10^{-1}$$

$$\bar{b}_2 = 1.6143 \cdot 10^{-1}$$

$$\bar{a}_2 = 5.0496 \cdot 10^{-1}$$

$$\bar{a}_1 = -1.2032$$

6.2.2 Zylinder-Identifikation

Am Hydrozylinder wurden für 3 Arbeitspunkte Untersuchungen des Frequenzgangs durchgeführt, um auf die Ordnung des Systems zu schließen. Für die Arbeitspunkte 200 mm und 300 mm ergaben sich folgende Frequenzgänge (Bild 6.3 und Bild 6.4):

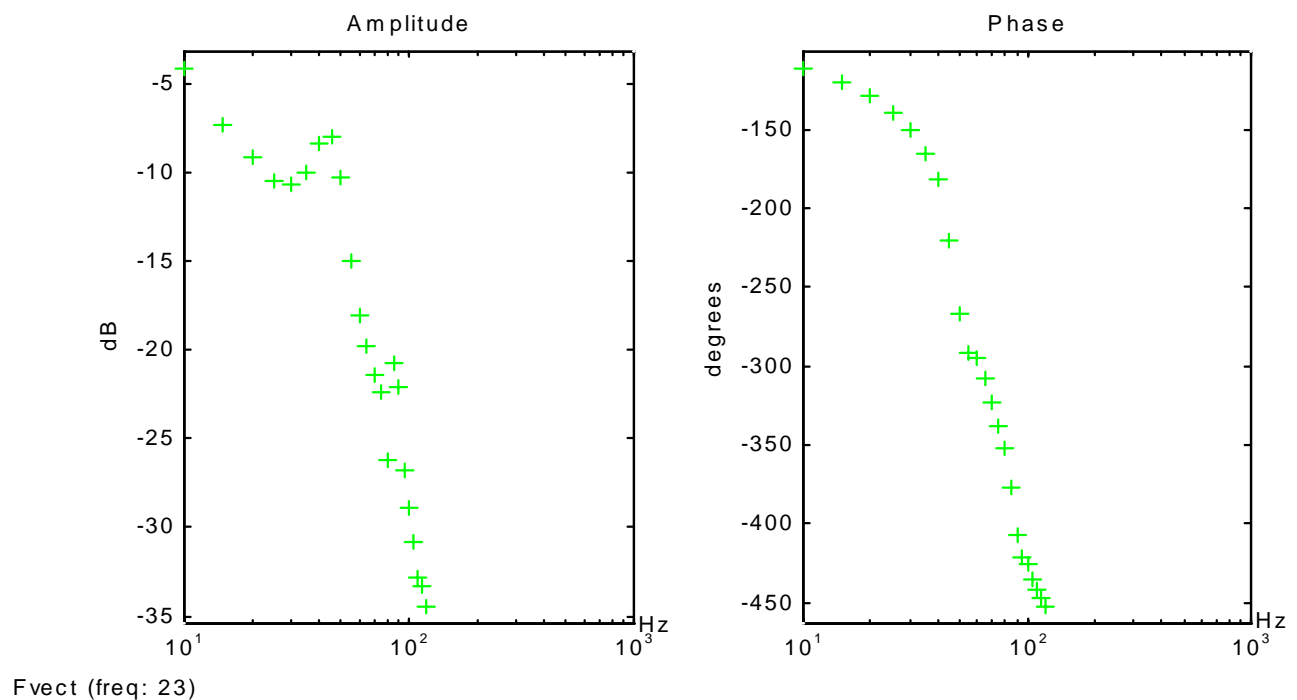


Bild 6.3: Frequenzgang - Arbeitspunkt 100mm, Sinus-Amplitude 1V

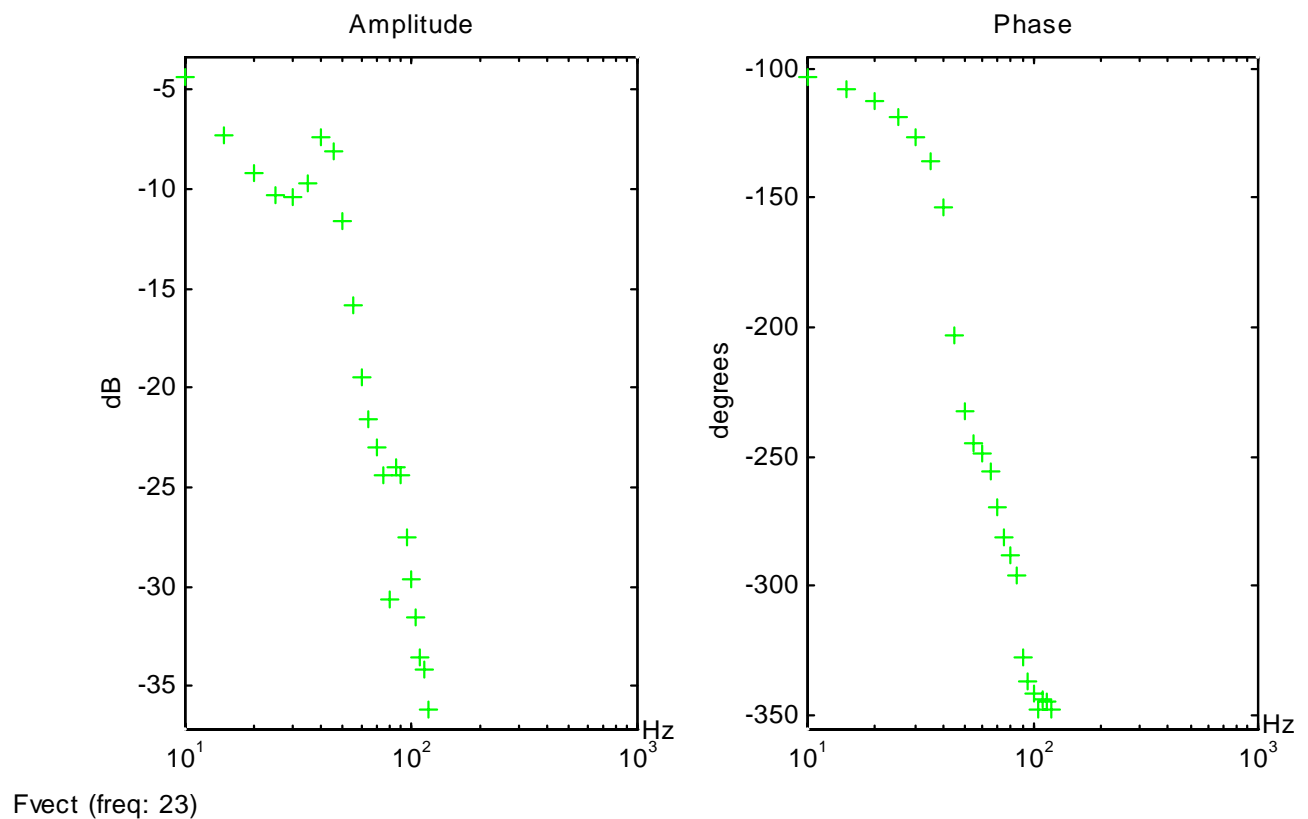
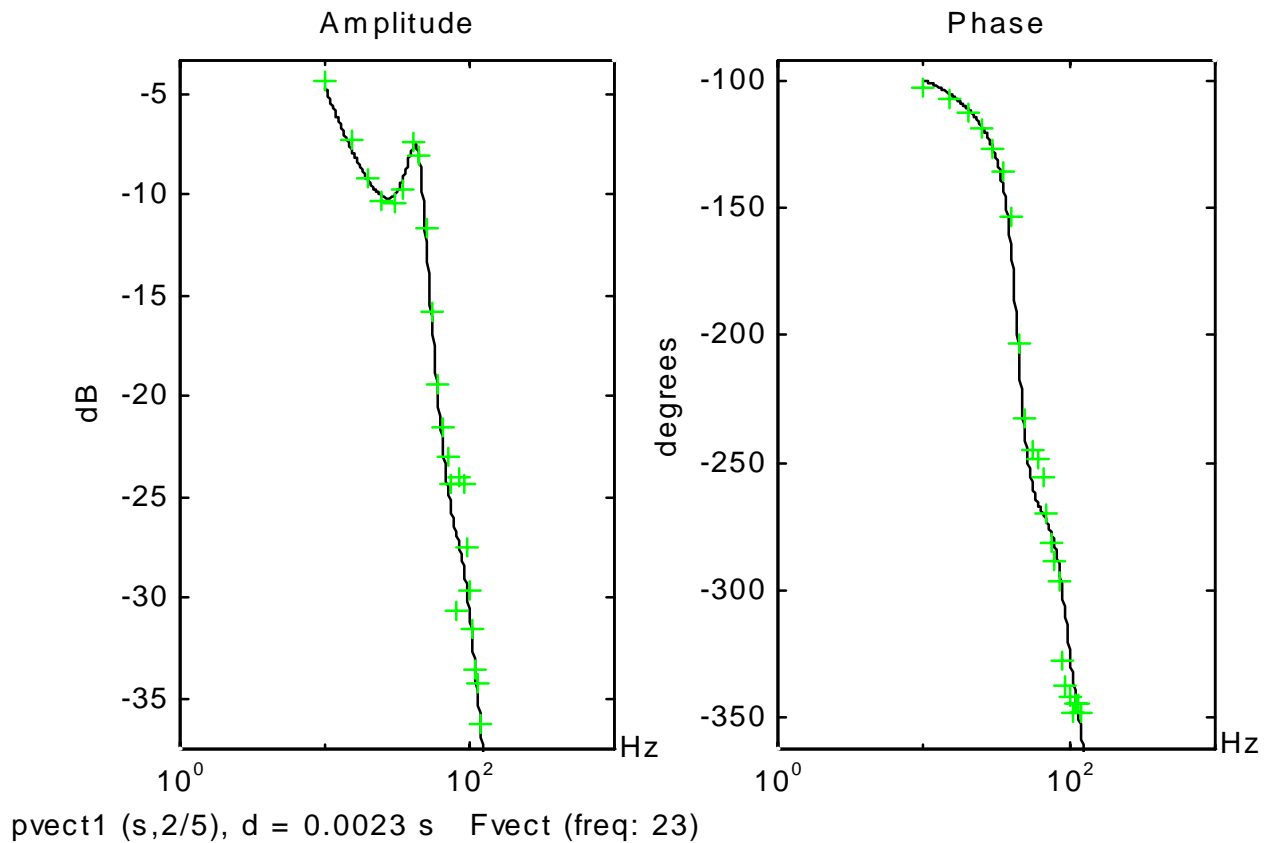


Bild 6.4: Frequenzgang - Arbeitspunkt 200mm, Sinus-Amplitude 1V

In den Amplituden- und Phasengängen wurden 2 Resonanzfrequenzen beobachtet. Eine bei ca. $\omega_0 = 50 \text{ s}^{-1}$ und die andere bei ca. $\omega_0 = 90 \text{ s}^{-1}$. Es wird angenommen, daß die erste Resonanz von der Eigenfrequenz des Kolbens und die zweite von der des Proportionalventils stammt. Der Phasenverlauf deutet auf ein System mit Totzeit hin. Unter Vorgabe von 2 Nullstellen und 5 Polstellen sowie einer Totzeit von 2,3ms ergab das Programm (hier für Arbeitspunkt 200mm, Sinus-Amplitude 1V dargestellt) das folgende Ergebnis, Bild 6.5:

**Bild 6.5:** Identifikation durch Vergleich

Eine gute Näherung des gemessenen Frequenzgangs ergab sich für eine Übertragungsfunktion mit 2 Nullstellen und 5 Polstellen. Es liegt also das folgende Übertragungsverhalten (hier dargestellt in der allgemeinen rationalen Form) vor:

$$G(s) = \frac{b_0 + b_1 s + b_2 s^2}{a_0 + a_1 s + a_2 s^2 + a_3 s^3 + a_4 s^4 + a_5 s^5} e^{-T_t s} \quad (6.5)$$

mit $T_t = 2,3\text{ms}$ und:

$$\begin{array}{lll} b_2 = 1.5844 \cdot 10^{-4} & b_1 = 5.3617 \cdot 10^{-2} & b_0 = 35 \\ a_5 = 3.9146 \cdot 10^{-11} & a_4 = 1.4590 \cdot 10^{-8} & a_3 = 1.6988 \cdot 10^{-5} \\ a_2 = 1.9640 \cdot 10^{-3} & a_1 = 1 & a_0 = 0 \end{array}$$

Es ergaben sich folgende Pol- und Nullstellen:

$$\begin{array}{lll} \text{Nullstellen:} & N_1 = -169.20 + 438.49i & N_2 = -169.20 - 438.49i \\ \text{Polstellen:} & P_1 = 0 & P_2 = -144.25 + 558.68i \\ & & P_3 = -144.25 - 558.68i \\ & & P_4 = -42.10 + 273.78i \\ & & P_5 = -42.10 - 273.78i \end{array}$$

Die z-Übertragungsfunktion des Teilsystems - Zylinder lautet:

$$G(z^{-1}) = \frac{\bar{b}_1 z^{-1} + \bar{b}_2 z^{-2} + \bar{b}_3 z^{-3} + \bar{b}_4 z^{-4} + \bar{b}_5 z^{-5}}{1 + \bar{a}_1 z^{-1} + \bar{a}_2 z^{-2} + \bar{a}_3 z^{-3} + \bar{a}_4 z^{-4} + \bar{a}_5 z^{-5}} z^{-d} \quad (6.6)$$

mit Totzeit d

$$\begin{array}{lll} \bar{b}_1 = 9.7811 \cdot 10^{-4} & \bar{b}_2 = 4.6076 \cdot 10^{-4} & \bar{b}_3 = -1.3155 \cdot 10^{-3} \\ \bar{b}_4 = -1.3155 \cdot 10^{-3} & \bar{b}_5 = -1.0084 \cdot 10^{-4} & \\ \bar{a}_1 = -4.3142 & \bar{a}_2 = 7.6932 & \bar{a}_3 = -7.1119 \\ \bar{a}_4 = 3.4219 & \bar{a}_5 = -6.8887 \cdot 10^{-1} & \end{array}$$

Unter der Annahme, daß N_1 und N_2 sich mit P_2 und P_3 aufheben (Nullstellen kürzen sich gegen Polstellen) ergibt sich für das Teilsystem Hydrozylinder vereinfacht ein totzeitbehaftetes Verzögerungsglied 2. Ordnung mit integrierendem Verhalten [99]:

$$GV(s) = \frac{b_0}{a_0 + a_1 s + a_2 s^2 + a_3 s^3} e^{-T_t s} \quad (6.7)$$

$$\begin{array}{lllll} \text{mit } T_t = 2,3\text{ms} & b_0 = 35 & & & \\ a_3 = 1.3033 \cdot 10^{-5} & a_2 = 1.0975 \cdot 10^{-3} & a_1 = 1 & a_0 = 0 & \end{array}$$

Die z-Übertragungsfunktion des Teilsystems Zylinder mit der oben gemachten Vereinfachung lautet:

$$GV(z^{-1}) = \frac{\bar{b}_1 z^{-1} + \bar{b}_2 z^{-2} + \bar{b}_3 z^{-3}}{1 + \bar{a}_1 z^{-1} + \bar{a}_2 z^{-2} + \bar{a}_3 z^{-3}} z^{-d} \quad (6.8)$$

mit

$$\begin{array}{lll} \text{Totzeit d} & \bar{b}_1 = 6.3978 \cdot 10^{-4} & \bar{b}_2 = 1.2796 \cdot 10^{-3} & \bar{b}_3 = 6.3978 \cdot 10^{-4} \\ & \bar{a}_1 = -2.8461 & \bar{a}_2 = 2.7654 & \bar{a}_3 = -9.1924 \cdot 10^{-1} \end{array}$$

Nachdem nun die Teilsysteme Ventil und Hydrozylinder identifiziert wurden, läßt sich das Gesamtsystem aus einer Hintereinanderschaltung von Regelventil und zugehörigem Zylinder bestimmen. Die Übertragungsfunktion hat also 2 Null- und 7 Polstellen. Die Totzeit nimmt Werte zwischen 2,3 - 3ms für verschiedene Arbeitspunkte an. Der Grund dafür liegt hauptsächlich in der Druckwellenausbreitungsgeschwindigkeit des Öls vom Regelventil zum Zylinder (etwa 1 m Leitungslänge). Die Druckwellenausbreitungsgeschwindigkeit des Öls in einer Metalleitung beträgt etwa 900 m/s. Dies ergibt eine Totzeit von über 1ms. Der restliche Anteil ist auf ungelöste Luft im Öl zurückzuführen.

6.3 Fehleridentifikation mit dem Frequenzgangverfahren

Zur Simulation (Identifikation) einer erhöhten inneren Leckage (vgl. Kapitel 3) wird nun das Übertragungsverhalten des Zylinders im Arbeitspunkt 200mm für den fehlerfreien Zustand (intakter Zylinder) und für den fehlerbehafteten Zustand (d. h. Bypass wird geöffnet: künstlich erhöhte Leckage) erneut gemessen und geschätzt. Diese Frequenzgänge werden miteinander verglichen. Durch Abweichungen und Änderung der Frequenzgänge (Frequenzkennlinie) sind mögliche Fehler zu erkennen und gegebenenfalls daraus eine Fehlerdiagnose abzuleiten. Es wird dann untersucht, inwiefern Abweichungen vom fehlerfreien Fall zu Änderungen der geschätzten Koeffizienten in der identifizierten s-Übertragungsfunktion führen. Das Übertragungsverhalten für intakten Zylinder lautet:

$$G_I(s) = \frac{b_0 + b_1 s + b_2 s^2}{a_0 + a_1 s + a_2 s^2 + a_3 s^3 + a_4 s^4 + a_5 s^5} e^{-T_t s} \quad (6.9)$$

mit $T_t = 2,3\text{ms}$ und:

$b_2 = 1.4939 \cdot 10^{-4}$	$b_1 = 5.0553 \cdot 10^{-2}$	$b_0 = 33$
$a_5 = 3.5025 \cdot 10^{-11}$	$a_4 = 1.0506 \cdot 10^{-8}$	$a_3 = 1.6274 \cdot 10^{-5}$
$a_2 = 1.5110 \cdot 10^{-3}$	$a_1 = 1$	$a_0 = 0$

Für fehlerbehafteten Zustand (mit erhöhter Leckage) ergaben sich folgende Parameter für den Übertragungsverhalten des Zylinders

mit $T_t = 2,3\text{ms}$ und:

$b_2 = 1.4939 \cdot 10^{-4}$	$b_1 = 5.0553 \cdot 10^{-2}$	$b_0 = 33$
$a_5 = 3.5025 \cdot 10^{-11}$	$a_4 = \mathbf{1.1223 \cdot 10^{-8}}$	$a_3 = \mathbf{1.6440 \cdot 10^{-5}}$
$a_2 = \mathbf{1.7782 \cdot 10^{-3}}$	$a_1 = 1$	$a_0 = 0$

Ein Vergleich der Koeffizientenparameter der beiden Übertragungsfunktionen (intakter Zylinder und fehlerbehafteter Zylinder) zeigt, daß - wie erwartet - alle Koeffizienten, die die Dämpfung des Zylinders enthalten (a_4 , a_3 , a_2), sich verändert haben. Alle diese Koeffizienten haben sich vergrößert. Das ließ schließen, daß Fehler eine Erhöhung der Dämpfung verursachen. Dadurch wird das System träger. Dies läßt sich auch durch den Frequenzkennlinien-Vergleich veranschaulichen. Die Frequenzkennlinien sind im Bild 6.6, eine vergrößerte Darstellung dieser Kennlinien an der ersten Resonanzstelle im Bild 6.7 zu sehen. In der vergrößerten Darstellung ist eine Erhöhung der Dämpfung d.h. eine Verkleinerung der Schwingung deutlich zu erkennen. Die Frequenzkennlinie des intakten Zylinders ist durchgezogen, und die des Zylinders mit erhöhter Leckage ist gestrichelt dargestellt.

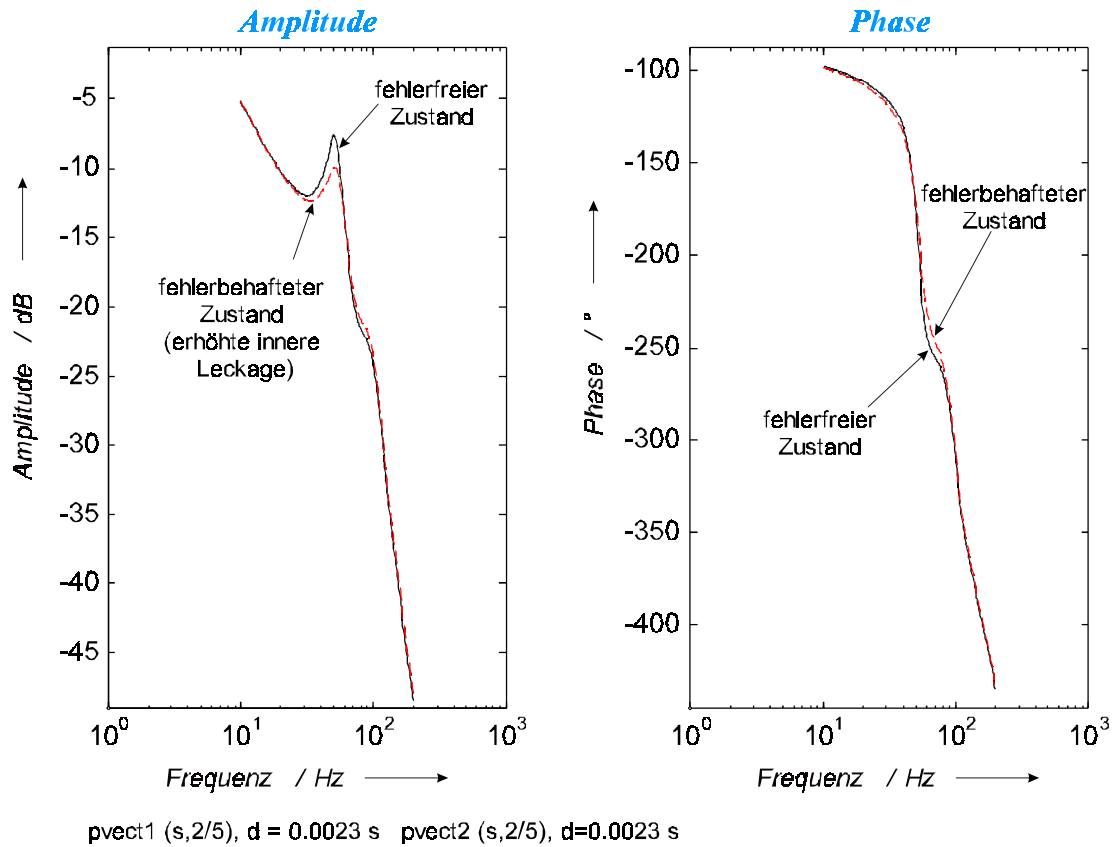


Bild 6.6: Frequenzkennlinienvergleich (intakt - erhöhte Leckage)

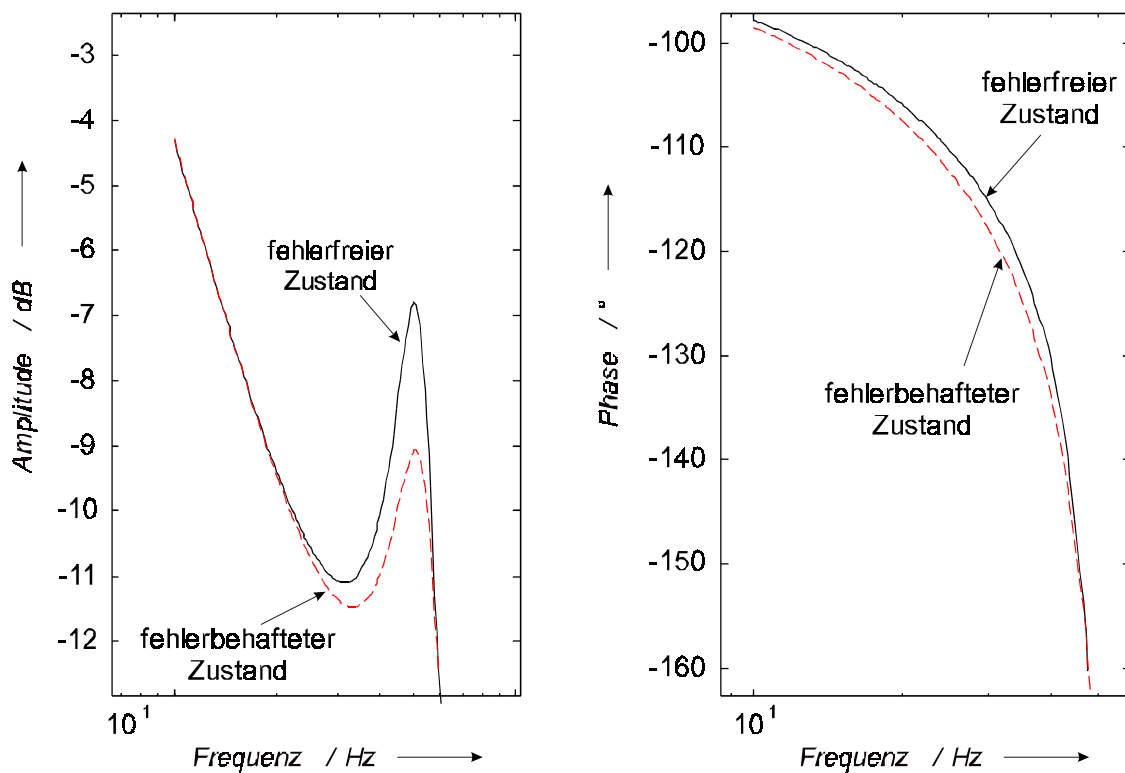


Bild 6.7: Vergrößerung intakt (durchgezogen) - erhöhte Leckage (gestrichelt)

Die Auswirkung von erhöhter Leckage auf das vereinfachte Übertragungsverhalten und ein Koeffizientenvergleich führen zur Erkennung von Fehlern (erhöhte innere Leckage). Ergebnisse für weitere Arbeitspunkt der Frequenzganguntersuchungen und für das vereinfachte Verhalten sind bei [103] zu finden.

6.4 Zusammenfassung

In der obigen Abschnitten wurde die experimentelle Identifikation im Frequenzbereich beschrieben. Dabei wurde anhand gemessener Ein- und Ausgangssignale das Übertragungsverhalten eines Regelventils und des Zylinders sowie des Gesamtsystems identifiziert. Zusammenfassend ist festzustellen, daß das Frequenzgangverfahren eine sehr genaue Identifikation des Prozeßübertragungsverhaltens ermöglicht, ohne eine zeitaufwendige mathematisch-physikalische Modellbildung durchführen zu müssen. Mit einem Frequenzgang-Vergleich des Teilsystems „Hydrozylinder“ im fehlerfreien und fehlerbehafteten Zustand (künstlich erhöhte Leckage) konnte ein Fehlverhalten identifiziert werden. In diesem Fall konnte der Einzelfehler durch die Änderung der Dämpfung im Frequenzgang sowie der Koeffizienten der s -Übertragungsfunktion diagnostiziert werden. Zu beachten ist, daß eine erhöhte Dämpfung auch andere Ursachen (wie z. B. eine erhöhte Reibung ebenfalls zur erhöhten Dämpfung des Systems führt) haben kann. Somit ist im allgemeinen eine detaillierte Fehlerdiagnose von zusammengesetzten Fehlern mit der Frequenzgangmethode anhand Parameteränderungen des Systems sehr aufwendig. Für eine detaillierte Diagnose werden theoretische Modelle benötigt, die physikalisch interpretiert werden können. Mit Durchführung eines Koeffizientenvergleichs des linearisierten Übertragungsverhaltens des Prozesses können physikalische Kennwerten ermittelt werden. Es hilft auch zur Abschätzung der Einflüsse von physikalischen Kennwerten wie z. B. Temperatur und Elastizität des Öls. Die Identifikation der physikalischen Parameter ist aber nur für einfache Prozesse möglich. Zur Identifikation von komplexen nichtlinearen Modellen ist es sinnvoll, eventuell vorhandene zusätzliche Meßsignale auszuwerten, welche die Zustände des Prozesses näher beschreiben. Durch ein Netzwerk von Teilmodellen werden die Beziehungen zwischen den Meßpunkten beschrieben. Viele der Teilmodelle sind erheblich kleiner als das entsprechende Gesamtsystem und für die Bestimmung der physikalischen Kennwerte geeignet. Meist besitzen Teilmodelle mehr als einen Eingang oder Ausgang. Unter den folgenden Bedingungen ist dann eine Identifikation möglich:

- Es muß ein theoretisches Modell vorliegen
- Die Struktur des theoretischen Modells muß mit dem Prozeß hinreichend übereinstimmen
- Zwischen den Meßpunkten müssen die Frequenzkennlinien (aus den gleichen Messungen) bekannt sein.

Differentialgleichungen und Frequenzkennlinien sind demnach sehr gut geeignet, ein Prozeßverhalten nachzubilden. Bisher wurden die Frequenzkennlinien lediglich zum Identifizieren verwendet. Durch die Anwendung des Frequenzgangverfahrens werden Informationen gewonnen, welche auch für eine Regelung hilfreich sind. Dieses Verfahren kann auch zur Überprüfung theoretischer Modelle verwendet werden.

Trotz aller Vorteile ist das Frequenzgangverfahren eine off-line Identifikationmethode, und die erforderliche Meßzeit ist bei mehreren erforderlichen Frequenzwerten relativ groß. Im Gegensatz hierzu sind modellgestützte Methoden (Parameterschätzung mit dem rekursiven Least-Square-Verfahren (RLS) oder Zustandsgrößenschätzung) on-line an Ölhydrauliksystemen einsetzbar. Außerdem ist es die Zielsetzung dieser Arbeit, direkt anhand physikalischer Parameter Fehler zu identifizieren. Nach der theoretischen Modellbildung des Linearantriebs werden weitere oben genannte Verfahren zur Fehleridentifikation und -diagnose eingesetzt.

7 Theoretische Modellbildung eines hydraulischen Linearantriebssystems

Das Ziel der Modellbildung ist es, anhand der physikalischen Gesetzmäßigkeiten eine analytische Beschreibung zu entwickeln, die die statischen und dynamischen Eigenschaften des Systems mit ausreichender Genauigkeit wiedergibt. Als Hilfsmittel stehen die allgemeinen physikalischen Erhaltungssätze und Bilanzgleichungen (z. B. Energiesatz, Bewegungsgleichungen, Durchflußgleichungen, Kontinuitätsgleichung, Impulssatz, Kirchhoffsche Gesetze) zur Verfügung. Zur Erfassung der dominierenden Einflußgrößen ist zunächst gedanklich eine strenge Abgrenzung des zu modellierenden Systems von der Umgebung notwendig. Die Methoden für die modellgestützte Fehlererkennung setzen eine mathematische Beschreibung des Prozesses voraus, die Modellbildung kann deshalb bei diesen Verfahren als die erste Phase der Fehlererkennung angesehen werden. Je genauer das Modell das Übertragungsverhalten und die inneren physikalischen Zusammenhänge des Prozesses beschreibt, desto zuverlässiger ist die spätere Fehleridentifikation. Bei einem hydraulischen Zylinderantrieb handelt es sich um ein nicht-lineares Mehrgrößensystem. Die Anwendung der modellgestützten Methoden zur Fehleridentifikation erfordert deshalb möglichst genaue, nichtlineare Modelle, welche die physikalischen Einflußgrößen erkennen lassen.

7.1 Modellbildung der Komponente Ventilhydraulik

Ventile sind die Bindeglieder zwischen dem elektrischen Signalkreis und den hydraulischen Leistungsteilen. Das elektrische Eingangssignal des Ventils (Ventil-Anregungssignal) wird in eine Steuerschieberposition umgesetzt und dadurch der dem Hydraulikzylinder zugeführte Volumenstrom beeinflusst.

Zur Modellbildung erweist sich eine Unterteilung des Ventils in die einzelnen physikalischen Baugruppen als sinnvoll. Als Untersysteme (Subsysteme) sind die elektronische (Ansteuerelektronik), die elektromechanische und die hydraulische Komponente zu nennen, welche untereinander rückwirkungsbehaftet sind [57,60]. Die hydraulische Komponente wirkt durch die Strömungskraft in Form einer Störkraft auf das mechanische Teilsystem zurück, und das mechanische Teilsystem bewirkt durch die im Magnetfeld bewegten Massen eine zusätzliche Änderung der induzierten Gegenspannung in der Wicklung des Magneten. Zur Fehlerfrüherkennung am Hydraulikzylinder wird hier zunächst die Modellierung des Ventils auf die hydraulische Komponenten (Vierkantensteuerung) beschränkt (siehe Bild 7.1). In Abschnitt 7.1.1

folgen die Durchflußgleichungen, die auf den laminar-turbulenten Strömungsbereich erweitert werden. Für ein möglichst genaues Modell zur Fehlerdiagnose soll der Einfluß des laminar-turbulenten Strömungsbereichs zunächst mit berücksichtigt werden.

7.1.1 Theoretische Modellierung der Durchflußgleichungen

Die vier Steuerkanten stellen in Abhängigkeit von der Schieberstellung y_s veränderliche Strömungswiderstände dar, da der Ventilschieber abhängig von seiner Position im Ventilgehäuse verschieden große blendenförmige Durchflußquerschnitte freigibt. Durch die Überdeckungen y_{0i} wird berücksichtigt, daß bei Neutralstellung des Ventilschiebers ($y_s=0$) die jeweiligen Steuer- und Blendenkanten nicht deckungsgleich sind. In Bild 7.1 sind negative Überdeckungen dargestellt.

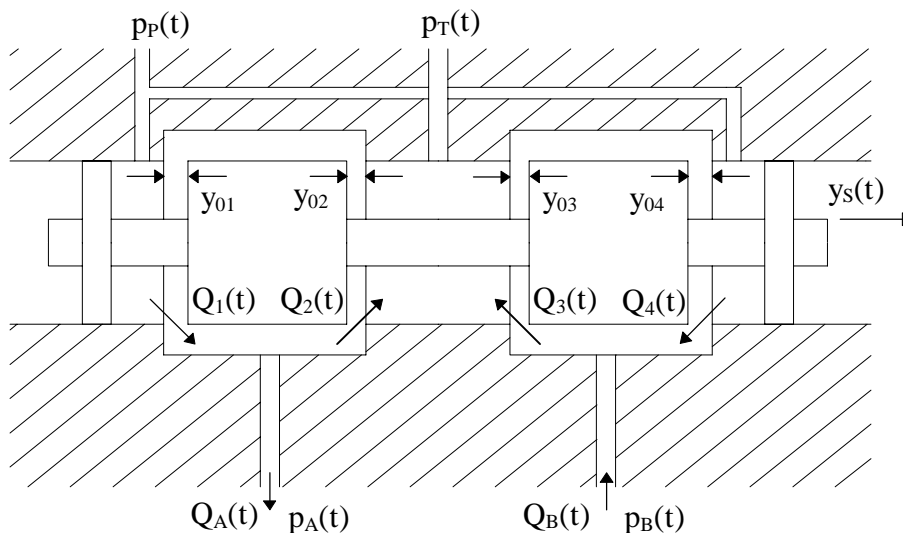


Bild 7.1: Prinzipielle Darstellung der Vierkantensteuerung

Für die den Zylinderkammern des Hydraulikzylinders zugeführten Volumenströme $Q_A(t)$ und $Q_B(t)$ gelten die Beziehungen:

$$Q_A(t) = Q_1(t) - Q_2(t) \quad (7.1)$$

$$Q_B(t) = Q_3(t) - Q_4(t) \quad (7.2)$$

Die Durchflußgleichungen für die Volumenströme $Q_i(t)$ über die Steuerkanten $i=1,2,3,4$ lassen sich mit Hilfe der Bernoullischen Gleichung herleiten.

Der Durchfluß Q eines inkompressiblen Fluids durch eine Blende ist nach [7] unter der Annahme einer turbulenten Strömung gegeben durch Gleichung (5.18).

Der Ventilsteuerschieber bewegt sich in der Ventilschieberhülse. Der Ventilschieber gibt Steuerfenster frei, welche in die Hülse erodiert sind. Pro Steuerkantenpaar (1,3 bzw. 2,4) befinden sich jeweils vier dieser Fenster auf dem Umfang der Schieberhülse. Die Geometrie eines einzelnen Steuerfensters des untersuchten Ventils zeigt Bild 7.2. Mit $A(y_{smax})$ ist die Blendenfläche bei maximaler Auslenkung des Steuerschiebers gekennzeichnet.

In Abhängigkeit der Schieberstellung und unter Berücksichtigung der jeweiligen Überdeckungen sowie der Anordnung von 4 Fenstern am Umfang, ergibt sich allgemein:

$$A_i(y_s) = 4 \left[b(y_{0i} - y_s) + ((y_{0i} - y_s) - a)^2 \cdot \tan(60^\circ) \sigma[(y_{0i} - y_s) - a] \right] \sigma[(y_{0i} - y_s)] \quad (7.3)$$

mit $i = 1$ bis 4

$a = 0.2 \text{ mm}$,

$b = 2.2 \text{ mm}$

y_{0i} negative Überdeckung

y_s Position des Ventilschiebers

Unter der Voraussetzung gleich großer Blendenflächen bei maximaler Ventilschieberauslenkung zeigt Bild 7.3 die unterschiedliche Öffnungscharakteristik der Blenden (für Nullüberdeckung).

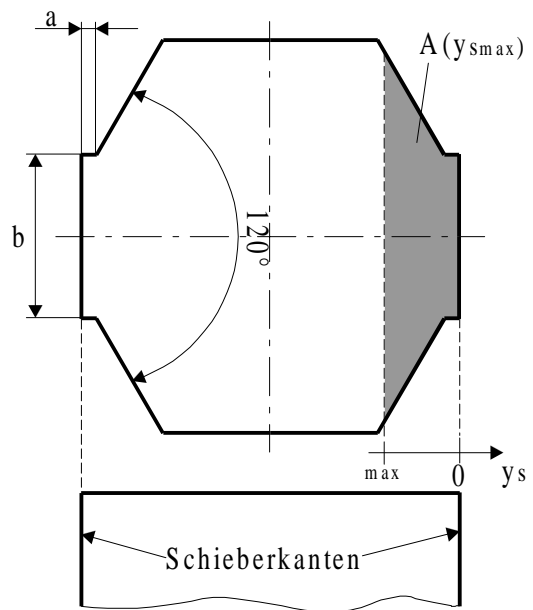


Bild 7.2: Geometrie eines Steuerfensters

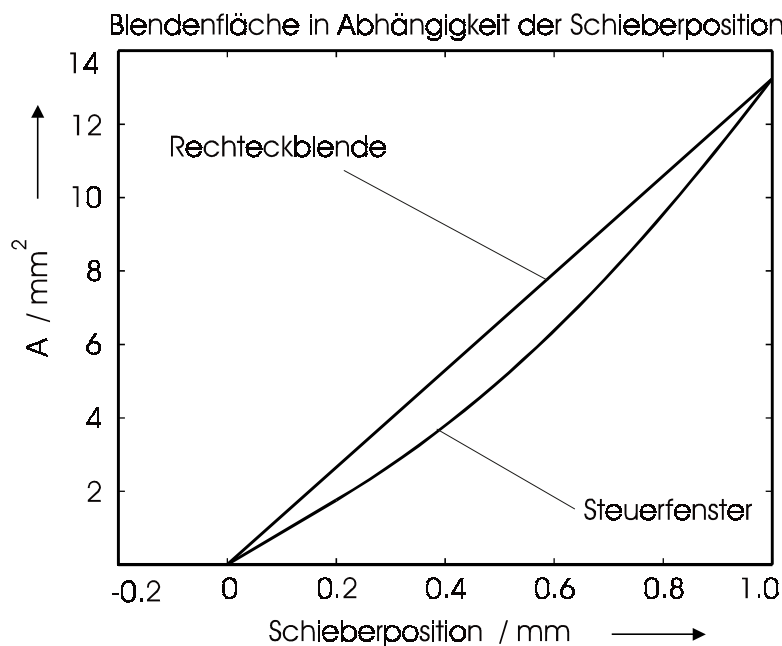


Bild 7.3: Vergleich freigegebene Blendenfläche (Rechteckblende und Steuerfenster)

Unter Berücksichtigung der Steuerfenstergeometrie ergeben sich mit Gleichung (5.7) folgende Durchflußgleichungen:

$$Q_1(t) = A_1(y_s) \cdot \alpha^* \cdot \text{sign} [p_P(t) - p_A(t)] \cdot \sqrt{|p_P(t) - p_A(t)|} \quad (7.4)$$

$$Q_2(t) = A_2(y_s) \cdot \alpha^* \cdot \text{sign} [p_A(t) - p_T(t)] \cdot \sqrt{|p_A(t) - p_T(t)|} \quad (7.5)$$

$$Q_3(t) = A_3(y_s) \cdot \alpha^* \cdot \text{sign} [p_B(t) - p_T(t)] \cdot \sqrt{|p_B(t) - p_T(t)|} \quad (7.6)$$

$$Q_4(t) = A_4(y_s) \cdot \alpha^* \cdot \text{sign} [p_P(t) - p_B(t)] \cdot \sqrt{|p_P(t) - p_B(t)|} \quad (7.7)$$

$$\text{mit } \alpha^* = \alpha_D \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad \text{Durchflußbeiwert} \quad (7.8)$$

$A_{1..4}(y_s)$ Durchflußöffnungen nach Gleichungen (7.3)

Der über die Steuerkanten fließende Volumenstrom ist somit abhängig von der Druckdifferenz über der Steuerkante, von der momentanen Blendenöffnung $A(y_s)$ und dem Durchflußbeiwert α^* . Die Temperaturabhängigkeit der Dichte ρ hat zur Folge, daß der Durchfluß für höhere Temperaturen größere Werte annimmt. Diese Abhängigkeit kann mit [7] berücksichtigt werden:

$$\rho_T = \rho_{15^\circ\text{C}} - \gamma(T - 15^\circ\text{C}) \quad (7.9)$$

mit $\rho_{15^\circ\text{C}}$ Dichte des Öls bei 15°C (Bezugstemperatur)
 γ Wärmeausdehnungskoeffizient

7.1.1.1 Betrachtung des laminar-turbulenten Strömungsbereiches

Die dimensionslose Reynoldszahl Re dient als kennzeichnende Größe für die Strömungsform. Es gilt (vgl.[81]):

$$Re = \frac{v D_h}{\nu} = \frac{4Q}{U\nu} \quad (7.10)$$

mit $v = \frac{Q}{A}$ Strömungsgeschwindigkeit

$$D_h = \frac{4A}{U} \quad \text{hydraulischer Durchmesser}$$

A Fläche des Strömungsquerschnittes (Fläche der Blende)

U benetzter Umfang (Umfang der Blende)

Die in Abschnitt 7.1.1 dargestellten Durchflußgleichungen (7.4) bis (7.7) sind nur unter der Voraussetzung einer turbulenten Strömung und damit im Bereich hoher Reynoldszahlen Re gültig. Das ist darauf zurückzuführen, daß die Durchflußzahl α_D aus Beziehung (5.3) für kleine

Reynoldszahlen (laminarer bzw. laminar-turbulenter Strömungsbereich) nicht konstant, sondern $\alpha_D = f(\sqrt{\text{Re}})$ ist. Um die Durchflußgleichungen für turbulente Strömung weiterhin verwenden zu können, läßt sich der laminare bzw. laminar-turbulente Strömungsbereich durch eine von der Reynoldszahl abhängige Durchflußzahl α_D berücksichtigen (siehe auch Bild 5.17). Diese Abhängigkeit wird von [97] an unterschiedlichen Blendenformen untersucht und mit der Näherungsfunktion (vgl. auch [22]) beschrieben:

$$\alpha_D = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{a^2 \text{Re}} + \frac{1}{C^2}}} \quad (7.11)$$

mit $C = a\sqrt{\text{Re}_k}$

a Steigung der Funktion $\alpha_D = f(\sqrt{\text{Re}})$ für $\text{Re} \rightarrow 0$

Re_k kritische Reynoldszahl

Der turbulente Strömungsbereich ist gekennzeichnet durch $\text{Re} > 260 \dots 1600$ (vgl.[6,97]). Geringe Viskosität des Öls hat zur Folge, daß sich die Grenze in Richtung größerer Werte verschiebt. Im Bereich turbulenter Strömung ($\text{Re} > 260 \dots 1600$) ist die Durchflußzahl α_D annähernd konstant. Es gilt:

$$\alpha_{DT} = \alpha_D(\text{Re} \rightarrow \infty) \quad (7.12)$$

Der Zahlenwert für die turbulente Durchflußzahl α_{DT} hängt hauptsächlich von der geometrischen Form der Blende ab und liegt zwischen $\alpha_{DT} \approx 0.6 - 0.8$. Die gefundene Näherungsgleichung (7.11) [97] gibt für den laminaren Strömungsbereich wie auch für den laminar-turbulenten Übergangsbereich eine gültige Durchflußgleichung an. Diese bringt [22] durch die Einführung eines laminar-turbulenten Beiwertes LTB auf eine der ursprünglichen Durchflußgleichung ähnliche Form:

$$Q = B \cdot y \cdot \left(\sqrt{\left(\frac{LTB}{y} \right)^2 + |\Delta p|} - \frac{LTB}{y} \right) \text{sign}(\Delta p) \quad (7.13)$$

mit $LTB = \frac{\sqrt{\text{Re}_k} \cdot v \cdot \sqrt{\rho}}{4 \cdot \sqrt{2} \cdot a}$ laminar-turbulenter Beiwert

$$B \cdot y = \alpha_D \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

Streng genommen ist Gleichung (7.13) nur für Rechteckblenden gültig, da der Durchflußbeiwert B für Blenden mit linearer Öffnungscharakteristik definiert ist. Allerdings lassen sich die mit

7.2.1 Druckaufbau in den Kammern

Für die dem Zylinder zu- bzw. abgeführten Volumenströme $Q_A(t)$ und $Q_B(t)$ gelten analog zu oben folgende Zusammenhänge:

$$Q_A(t) = A_A \cdot \dot{y}_K(t) + Q_{KA}(t) + Q_{Li}(t) \quad (7.15)$$

$$Q_B(t) = A_B \cdot \dot{y}_K(t) - Q_{KB}(t) + Q_{Li}(t) - Q_{La}(t) \quad (7.16)$$

mit	$A_{A,B}$	Zylinderkolbenflächen
	\dot{y}_K	Kolbengeschwindigkeit
	$Q_{KA,KB}$	Kompressionsströme
	$Q_{Li,La}$	innerer bzw. äußerer Leckstrom

Die in Bild 7.4 nicht dargestellten, zusätzlich auftauchenden Volumenströme $Q_{KA}(t)$ und $Q_{KB}(t)$ berücksichtigen die Kompressibilität der Hydraulikflüssigkeit. Sie führen über die hydraulische Kapazität C_H zu einer Druckänderung in den Kammern. Die Druckänderung in einem Ölvolumen wird beschrieben durch:

$$\dot{p} = \frac{1}{C_H} = \frac{E_{öl}}{V} Q_K \quad (7.17)$$

mit	C_H	hydraulische Kapazität
	$E_{öl}$	Kompressionsmodul
	V	eingeschlossenes Ölvolumen

Unter Verwendung des Ersatzkompressionsmoduls $E'_{öl}$, der neben der Kompressibilität des Öls zusätzlich die Verformung von Zylindergehäuse und Verbindungselementen berücksichtigt, ergeben sich die Druckänderungen zu

$$\dot{p}_A(t) = \frac{E'_{öl,A}}{V_A(t)} \cdot Q_{KA}(t) \quad (7.18)$$

$$\dot{p}_B(t) = \frac{E'_{öl,B}}{V_B(t)} \cdot Q_{KB}(t) \quad (7.19)$$

Zu beachten bleibt dabei, daß der Ersatzkompressionsmodul nicht konstant ist (siehe hierzu Abschnitt 7.2.1.2), sondern abhängig vom Druck, von der Temperatur sowie vom Anteil der ungelösten Luft im Öl ist [7].

Zwischen den Volumina $V_A(t)$ und $V_B(t)$ der Zylinderkammern und der Position des Zylinderkolbens y_K besteht folgender Zusammenhang:

$$V_A(t) = V_{A0} + A_A \cdot y_K(t) \quad (7.20)$$

$$V_B(t) = V_{B0} - A_B \cdot y_K(t) \quad (7.21)$$

Dabei umfaßt V_{A0} das Volumen der Verbindungsleitung vom Ventilausgang A bis zum Anschluß A des Hydraulikzylinders und das Volumen der Kammer A bei eingefahrenem Kolben ($y_K=0$). V_{B0} setzt sich zusammen aus dem Volumen der Verbindungsleitung vom Ventilausgang B bis zum Anschluß B des Hydraulikzylinders und dem Volumen der Kammer B bei eingefahrenem Kolben ($y_K=0$). Unter der Annahme, daß die Druckänderung in einer Kammer und der zugehörigen Zuleitung gleich ist, ergeben sich aus den Gleichungen (7.18) und (7.19) mit den Gleichungen (7.16), (7.20) und (7.21) die Änderungen der Kammerdrücke zu:

$$\dot{p}_A(t) = \frac{E'_{öl,A}}{V_{A0} + A_A y_K(t)} \cdot (Q_A(t) - A_A \dot{y}_K(t) - Q_{Li}(t)) \quad (7.22)$$

$$\dot{p}_B(t) = -\frac{E'_{öl,B}}{V_{B0} - A_B y_K(t)} \cdot (Q_B(t) - A_B \dot{y}_K(t) - Q_{Li}(t) + Q_{La}(t)) \quad (7.23)$$

Für die Volumenströme $Q_A(t)$ und $Q_B(t)$ können die Gleichungen (7.1) und (7.2) in Kombination mit den laminar-turbulenten Durchflußgleichungen (7.14) eingesetzt werden.

7.2.1.1 Innere Leckage

Der innere Leckstrom Q_{Li} wird mit dem laminaren Durchflußgesetz

$$Q_{Li}(t) = K_L \cdot \Delta p(t) \quad (7.24)$$

approximiert. Ein erhöhter innerer Leckstrom macht sich somit durch einen größeren Durchflußbeiwert K_L bemerkbar. Die Erhöhung der inneren Leckage wird am Versuchsstand künstlich durch die Zuschaltung von Bypässen erreicht.

7.2.1.2 Kompressibilität des Öls

Der Ersatzkompressionsmodul $E'_{öl}$ ist eine Kenngröße, mit der neben der Kompressibilität des Fluids auch die elastische Aufweitung des Zylindergehäuses und der Verbindungsleitungen berücksichtigt wird [71]. Da der Elastizitätsmodul des Werkstoffes des Zylinderrohres wesentlich höher ist (etwa zwei Zehnerpotenzen) als der von Hydrauliköl, ist der Einfluß der elastischen Verformung des Zylinderrohres sehr gering. Wie bereits erwähnt, ist die Kompressibilität eines

Ölvolumens abhängig vom Druck, von der Temperatur und vom Anteil der ungelösten Luft im Öl. Eine Übersicht der Auswirkungen dieser Einflußfaktoren auf den Kompressionsmodul $E_{öl}$ gibt Tabelle 7.1. Der Einflußfaktor des Ersatzkompressionsmoduls $E'_{öl}$, welches die Elastizität von Rohr- und Zylinderwandungen mitberücksichtigt, liegt bei typischerweise 60 - 80% des Kompressionsmoduls $E_{öl}$.

Tabelle 7.1: Einflußfaktoren auf den Kompressionsmodul

	<i>Erhöhung</i>		
	<i>Druck</i>	<i>Temperatur</i>	<i>ungelöste Luft</i>
<i>Auswirkung auf den Kompressionsmodul</i>	$E_{öl}, E'_{öl}$ <i>größer</i>	$E_{öl}, E'_{öl}$ <i>kleiner</i>	$E_{öl}, E'_{öl}$ <i>kleiner</i>

7.2.1.3 Druckabhängigkeit des Kompressionsmoduls

Eine Änderung des Ersatzkompressionsmoduls $E'_{öl}$ macht sich vor allem im Bereich niedriger Drücke stark bemerkbar. Für die Druckabhängigkeit gilt [60]:

$$E'_{öl}(p) = 0.5E_{öl} \log_{10} \left(90 \frac{p}{p_{ref}} + 3 \right) \quad (7.25)$$

$$\text{mit } E_{öl} = 1.8e^9 \frac{N}{m^2} \text{ und } p_{ref} = 280e^9 \frac{N}{m^2}$$

Diese Abhängigkeit ist in Bild 7.5 dargestellt.

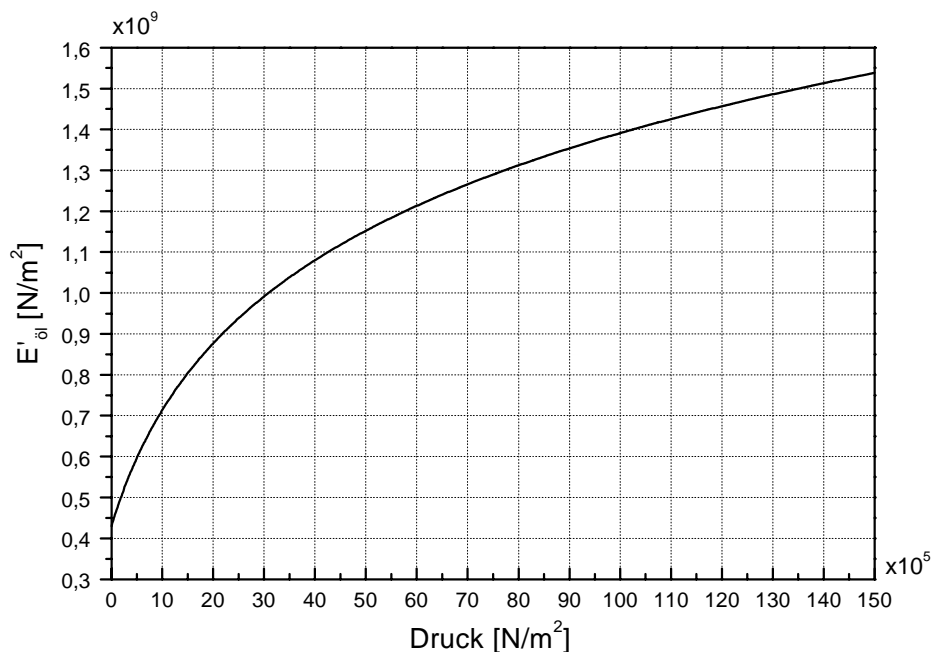


Bild 7.5: Druckabhängigkeit von $E'_{öl}$

7.2.1.4 Einfluß von Temperatur und ungelöster Luft

Findeisen [23] zeigt mittels grafischer Darstellung, daß der Kompressionsmodul¹ des Öls sinkt, wenn die Temperatur bzw. der Anteil an ungelöster Luft ansteigt (siehe Bild 7.6). Eine mathematische Beziehung wird für die Abhängigkeiten nicht angegeben.

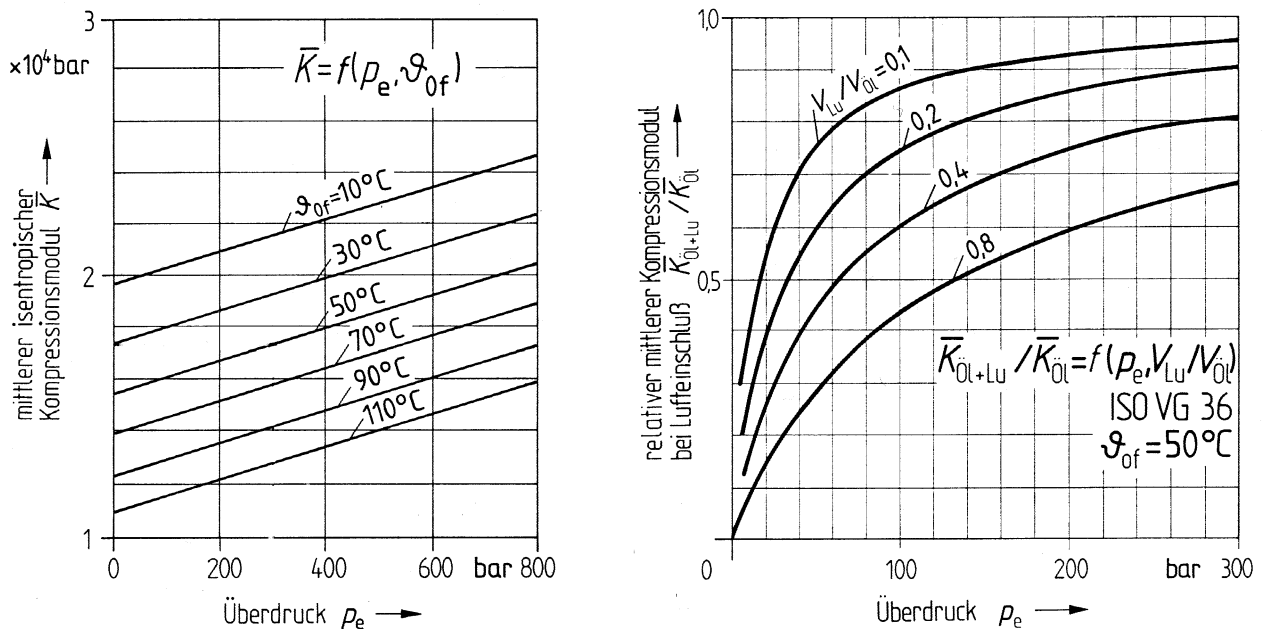


Bild 7.6: $E_{\text{öl}} f(T)$; $E_{\text{öl}} f(\text{ungelöste Luft})$ [23]

7.2.2 Modellierung des mechanischen Teilsystems

Wird berücksichtigt, daß die Verankerung zwischen hydraulischem Antrieb und Fundament sowie die Ankoppelung der Lastmasse nicht starr ist (siehe Bild 7.4), so lassen sich für den Zylinder die folgenden Bewegungsgleichungen herleiten.

Das Verhalten der elastisch angekoppelten Last mit der Masse m_L und der Reibung $F_{R,M}(t)$ wird durch die Bewegungsgleichung

$$m_L \ddot{y}_L(t) = -m_L g - F_{R,M}(t) - d_L (\dot{y}_L(t) - \dot{y}_K(t)) - c_L (y_L(t) - y_K(t)) \quad (7.26)$$

beschrieben. Die Reibkraft $F_{R,M}(t)$ berücksichtigt dabei die durch die Führung der Lastmasse auftretende Reibung.

Für die Bewegung des Kolbens mit der Masse m_K gilt die Gleichung:

$$m_K \ddot{y}_K(t) = -m_K g + A_A p_A(t) - A_B p_B(t) - F_{R,K}(t) - d_L (\dot{y}_K(t) - \dot{y}_L(t)) - c_L (y_K(t) - y_L(t)) \quad (7.27)$$

¹ Findeisen verwendet für den Kompressionsmodul die Bezeichnung K anstatt E

Die Bewegungsgleichung des Zylindergehäuses mit der Masse m_G und der Reibkraft $F_{R,K}(t)$ (siehe Abschnitt 7.2.2.1), welche die Reibung zwischen Kolben, Kolbenstange und Zylindergehäuse zusammenfaßt, lautet:

$$m_G \ddot{y}_G(t) = -m_G g - A_A p_A(t) + A_B p_B(t) - F_{R,K}(t) - d_G \dot{y}_G(t) - c_G y_G(t) \quad (7.28)$$

mit c_L, c_G Federsteifigkeiten für Last-, Gehäuseankoppelung
 d_L, d_G Dämpfungsbeiwerte der Last-, Gehäuseankoppelung

7.2.2.1 Reibung

Der Reibbegriff wird nach DIN 50281 wie folgt definiert:

Reibung ist ein mechanischer Widerstand in der gemeinsamen Berührungsfläche, der eine Relativbewegung zwischen zwei aufeinander gleitenden, rollenden oder wälzenden Körpern hemmt (Bewegungsreibung) oder verhindert (Ruhreibung).

Um den Kolben aus der Ruhelage heraus zu bewegen, muß zunächst die im Stillstand vorliegende Haftreibung (Ruhreibung) überwunden werden, wobei F_{H+} der obere Maximalwert und F_{H-} der untere Maximalwert der Haftreibung ist. Wenn die Haftreibung überwunden ist, leistet die Gleitreibung (Bewegungsreibung) der Relativbewegung zwischen Zylinderkolben und -gehäuse Widerstand. Gleitreibung tritt nur bei Bewegung auf und ist eine Funktion der Geschwindigkeit. Die Gleitreibung kann nach [95] in Festkörperreibung, Flüssigkeitsreibung und Mischreibung unterschieden werden. Zur Untersuchung realer Prozesse ist es notwendig, die Reibung in Hinblick auf ihre Bewegungsrichtung zu unterscheiden [66]

$$F_R(\dot{y} > 0) = F_{R+}(\dot{y}), \quad F_R(\dot{y} < 0) = F_{R-}(\dot{y}). \quad (7.29)$$

Allgemein läßt sich die Abhängigkeit der Gleitreibungskraft F_G von der Geschwindigkeit mit Hilfe der Stribeck-Kurve erläutern. Bei niedrigen Geschwindigkeiten tritt hauptsächlich Festkörperreibung (auch trockene Reibung oder coulombsche Reibung) auf, welche mit wachsender Geschwindigkeit im Mischreibungs-bereich schnell abnimmt. In diesem Mischreibungsgebiet findet der Übergang von der Festkörperreibung zur Flüssigkeitsreibung statt (siehe Bild 7.7). Bei niedrigen Geschwindigkeiten tritt hauptsächlich Festkörperreibung auf.

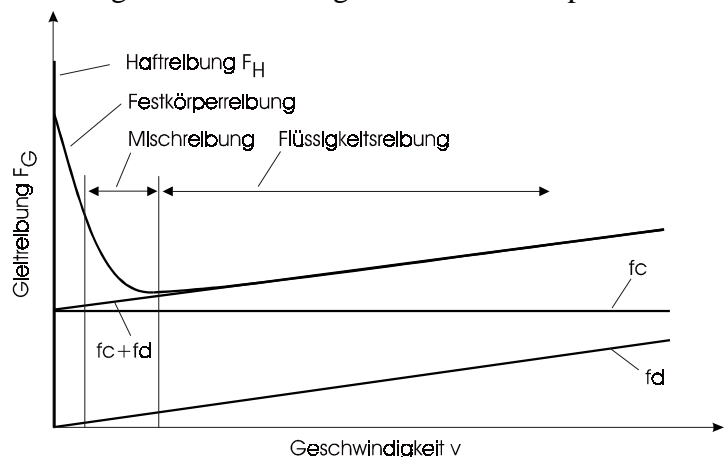


Bild 7.7: Stribeck-Kurve

Die Stribeck-Kurve läßt sich durch Superposition folgender Reibungsanteile $f_i(\dot{y})$ approximieren:

a) Coulombscher Reibanteil

Die Festkörperreibung ist für alle Geschwindigkeiten konstant:

Der coulombsche Reibanteil ist für alle Geschwindigkeiten konstant, und er wird beschrieben durch:

$$f_{c\pm}(|\dot{y}|) = F_{c\pm} \quad \text{für } \dot{y} \neq 0. \quad (7.30)$$

Der Wert der Festkörperreibung F_c ergibt sich aus dem Gleitreibungskoeffizienten μ_R und der Normalkraft F_N

$$F_{c\pm} = \mu_{R\pm} \cdot F_N \quad \text{für } \dot{y} \neq 0. \quad (7.31)$$

b) viskoser Reibanteil

Der viskose Reibungsanteil ist proportional zur Geschwindigkeit \dot{y} , und er läßt sich darstellen durch

$$f_{d\pm}(|\dot{y}|) = c_d \cdot |\dot{y}| \quad \text{für } \dot{y} \neq 0. \quad (7.32)$$

mit dem viskosen Reibungskoeffizienten c_d , abhängig von der Viskosität des Schmiermittels und von der Temperatur.

c) Mischreibungsanteil

Die Mischreibung entsteht durch den Übergang von Festkörperreibung zur Flüssigkeitsreibung. Die mit der Bewegung zunehmende Tragfähigkeit des Schmierfilms verringert dabei den Anteil der Festkörperreibung. Die Mischreibung läßt sich durch einen exponentiellen Ansatz beschreiben

$$f_{h\pm}(|\dot{y}|) = [F_{H\pm} - F_{c\pm}] \cdot e^{-\beta|\dot{y}|} \quad \text{mit der Abklingkonstanten } \beta > 0 \quad \text{für } \dot{y} \neq 0. \quad (7.33)$$

Gleichzeitig beschreibt dieser Reibungsanteil auch den Übergang vom Haften zum Gleiten, falls der Grenzwert der Coulombschen Reibung nicht der maximalen Haftreibung entspricht. Durch Addition der drei Reibungsanteile $f_{c\pm}$, $f_{d\pm}$ und $f_{h\pm}$ gelangt man schließlich zu der Darstellung:

$$F_{R\pm}(\dot{y}) = [c_d \cdot |\dot{y}| + F_{c\pm} + (F_{H\pm} - F_{c\pm}) \cdot e^{-\beta|\dot{y}|}] \cdot \text{sign}(\dot{y}) \quad (7.34)$$

Reibverhalten am Zylinderkolben

Die Reibkraft an Hydraulikzylindern ist von folgenden Prozeßparametern abhängig:

- der Geschwindigkeit des Kolbens \dot{y} : unterschiedlich starker Einfluß der Gleitreibungsanteile
- der Richtung der Geschwindigkeit $\text{sign}(\dot{y})$: durch unsymmetrische Dichtungen (z.B. Nutring) an der Kolbenstange resultiert unterschiedliches Reibverhalten beim Ein- und Ausfahren des Kolbens

- der Temperatur des Hydrauliköls T_{Oel} : durch eine höhere Temperatur sinkt die Viskosität des Öls und somit die viskose Reibung, sinkt aber auch die Tragfähigkeit des Schmierfilms und erhöht sich der Anteil der coulombschen Reibung
- dem Druck in den Zylinderkammern p_A und p_B : durch steigenden Druck in den Zylinderkammern steigt die Anpreßkraft der Dichtung an die Zylinderwand
- der Position des Kolbens y : durch unterschiedliche Rauhtiefen der Zylinderwand oder der Kolbenstange entstehen abhängig von der Kolbenposition unterschiedliche Reibpaarungen mit verschiedenem Reibverhalten

Es gilt somit

$$F_R = f(y, \dot{y}, \text{sign}(\dot{y}), T_{Oel}, p_A, p_B) \quad (7.35)$$

Außer von den Prozeßparametern ist die Reibung des Hydraulikzylinders vom Dichtungstyp, der Viskosität des Öls und dem Verschleiß der Dichtung abhängig.

In der Arbeit [88] wird der Einfluß der Geschwindigkeit, der Bewegungsrichtung, der Öltemperatur und des Betriebsdrucks für unterschiedliche Kolbenstangendichtungen ausführlich experimentell untersucht. Beispielhaft ist in [88] die Abhängigkeit der Reibkraft für die genannten Parameter für einen Polyuretan-Nutring als Kolbenstangendichtung wiedergegeben. Hiermit soll, ohne auf die genaue Versuchseinrichtung einzugehen, gezeigt werden, daß erst eine deutliche Erhöhung des Betriebsdrucks eine betragsmäßig höhere Reibkennlinie liefert. Die Reibkennlinie ist von der Hubrichtung und der Öltemperatur abhängig.

7.2.2.2 Reibkraftmessung und Identifikation der Reibung

Am Prüfstand wurden Versuche zur experimentellen Ermittlung der Reibungskennlinie des Zylinderkolbens durchgeführt. Dazu wurden der Zylinderkolben an den oberen/unteren Anschlag gefahren und auf den Ventileingang unterschiedlich große Anregungssprünge gegeben. Für einen Sprung als Eingangssignal am Ventil fährt der Kolben mit einer konstanten Geschwindigkeit. Damit erhält man aus Gleichung (7.27) für die Reibkraft

$$F_R(t) = A_A \cdot p_A(t) - A_B \cdot p_B(t) - m_K \cdot g \quad (7.36)$$

Im Versuch wurden die Drücke p_A und p_B gemessen und die Geschwindigkeit des Kolbens aus der Steigung des gemessenen Kolbenwegs ermittelt. In Bild 7.8 sind die gemessenen Reibkraftwerte über die ermittelten Geschwindigkeiten aufgetragen.

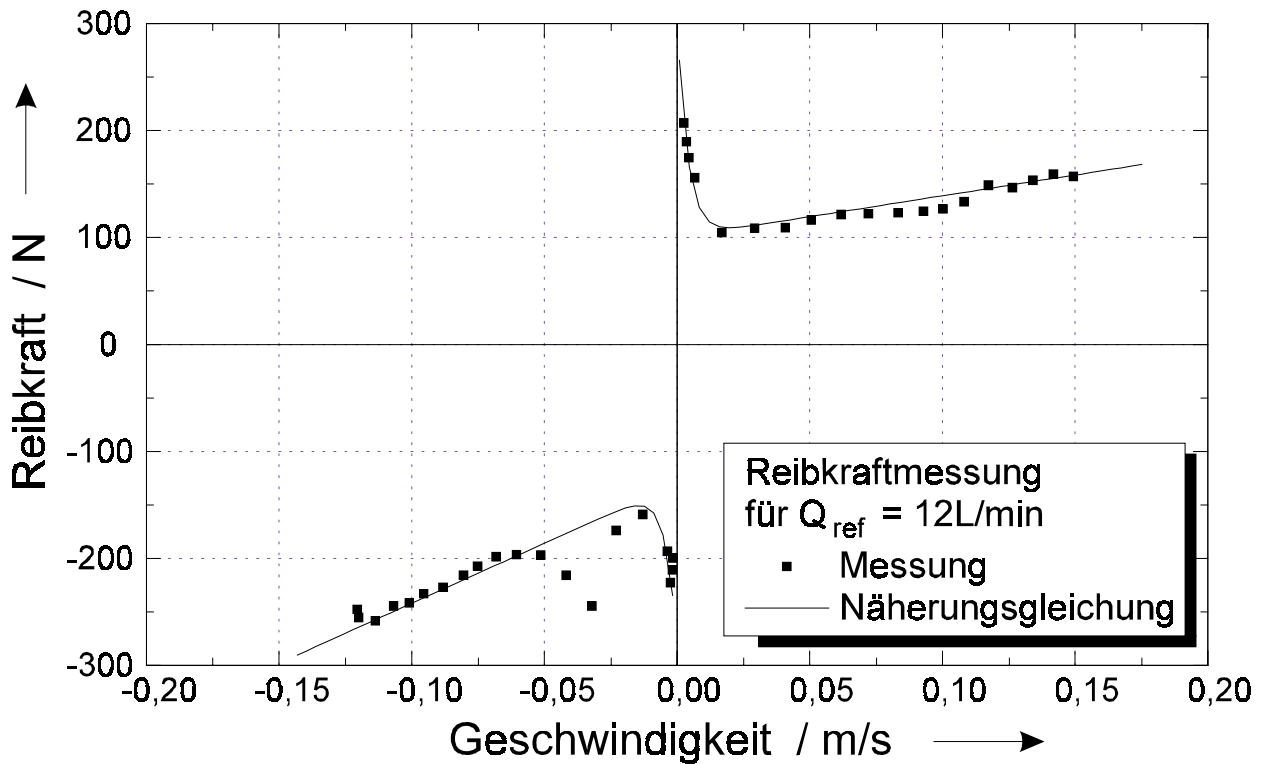


Bild 7.8: Gemessene und identifizierte Reibungskennlinie des Zylinderkolbens (Linearantriebs)

In Bild 7.8 ist zusätzlich zu den Meßwerten die entsprechende identifizierte Reibungskennlinie eingetragen, die in Anlehnung an Gleichung (7.34) folgende Zahlenwertgleichung (F_R in N, \dot{y} in m/s) wiedergibt

$$F_R = \begin{cases} -130 + 1120 \cdot \dot{y} - 160 \cdot e^{-250|\dot{y}|} & \text{für } \dot{y} \leq 0 \\ 100 + 1300 \cdot \dot{y} + 200 \cdot e^{-250|\dot{y}|} & \text{für } \dot{y} > 0 \end{cases} \quad (7.37)$$

Die Reibkraftmessung zeigt, daß die Abhängigkeit der Reibkraft von der Kolbengeschwindigkeit gut von der Stribeck-Kurve wiedergegeben wird. Der Verlauf der Reibkraftkennlinien ist prinzipiell für positive und negative Geschwindigkeiten gleich, jedoch nicht punktsymmetrisch zum Ursprung, was sich in unterschiedlichen Näherungsgleichungen ausdrückt. Der Betrag der Reibkraft liegt beim Einfahren des Kolbens über der beim Ausfahren bei gleichem Betrag der Geschwindigkeit. Diese Tatsache wird durch die Arbeit von [88] bestätigt. Der Grund für das unterschiedliche Reibverhalten beim Ein- und Ausfahren des Kolbens ist in der konstruktiv bedingten Unsymmetrie der Kolbenstangendichtung (Nutringdichtung nach [88]) zu sehen.

Abweichungen treten für negative Geschwindigkeiten im Bereich $-0,05 \text{ m/s} < \dot{y} < -0,025 \text{ m/s}$ auf. Diese Abweichungen wurden in einem zweiten Versuch für einen geringeren Volumenstrom (4,6 L/min) bestätigt.

Die Abweichung der ermittelten Reibkraft von der Stribeck-Kurve führen zu folgenden Überlegungen:

- Die Reibkraftausreißer treten nur beim Herunterfahren des Zylinders auf.
- Die Reibkraftausreißer sind unabhängig vom Ort, da die gemessenen Größen über einen Zeitraum von einer Sekunde gemittelt wurden, und in dieser Zeit eine Strecke von 25-50mm durchfahren wird.
- Die Reibkraftausreißer sind unabhängig von der Temperatur, da die Versuche in der Reihenfolge steigender Geschwindigkeit durchgeführt wurden. Für Geschwindigkeiten, die betragsmäßig größer sind als 0.05m/s und somit bei eventuell höherer Öltemperatur durchgeführt wurden, liegen die Meßwerte aber wieder auf der Stribeck-Kurve.
- Ein Einfluß des Drucks in den Zylinderkammern ist auszuschließen, da bei positiver Geschwindigkeit keine Reibkraftausreißer gemessen wurden.

In der einschlägigen Literatur wurden keine entsprechenden Abweichungen des Reibkraftverhaltens von der Stribeck-Kurve gefunden. Der Grund kann an der Kolbenstangendichtung liegen, da diese von der Konstruktion her (Nutringdichtung) unsymmetrisch ist und die Reibkraftausreißer lediglich für negative Geschwindigkeiten auftreten.

Zur Ermittlung der Haftkräfte F_{H+} und F_{H-} wurden Losbrechversuche durchgeführt. Dabei wurde der Hydrozylinder auf eine beliebige Kolbenposition gefahren. Auf den Ventileingang wurde eine abfallende Rampe gegeben mit einem positiven Startwert und einem negativen Endwert. Somit bewegt sich der Kolben mit einer geringer werdenden Geschwindigkeit nach oben, bis er stehen bleibt, und fährt dann mit anwachsender Geschwindigkeit nach unten. Der Zeitpunkt des Wiederauffahrens (t_0) nach oben wird anhand der Meßaufzeichnung ermittelt, ebenso die dazugehörigen Drücke $p_A(t_0)$ und $p_B(t_0)$. Zur Ermittlung von F_{H+} wurde der entsprechende Versuch mit umgekehrten Vorzeichen durchgeführt. Im Versuch wurden folgende Haftkräfte ermittelt:

$$F_{H+} = 285.64 \text{ N} \text{ und } F_{H-} = -263.59 \text{ N}.$$

Diese Werte werden durch die ermittelte Stribeck-Kurve, Gleichung (7.37) gut wiedergegeben. Weitere durchgeführte Versuche zeigen, daß sich die Haftbedingungen für unterschiedliche Kolbenpositionen und Druckverhältnisse weit mehr unterscheiden als die Reibungsverhältnisse bei bewegtem Kolben.

7.3 Modell des Gesamtsystems

Fügt man nun die in den Abschnitten 7.1 und 7.2 entwickelten Modelle zusammen, dann erhält man das in Bild 7.9 abgebildete Blockschaltbild für das hydraulische Gesamtsystem. Es ist hier zu erkennen, daß das Gesamtsystem ein stark verkoppeltes nichtlineares System ist.

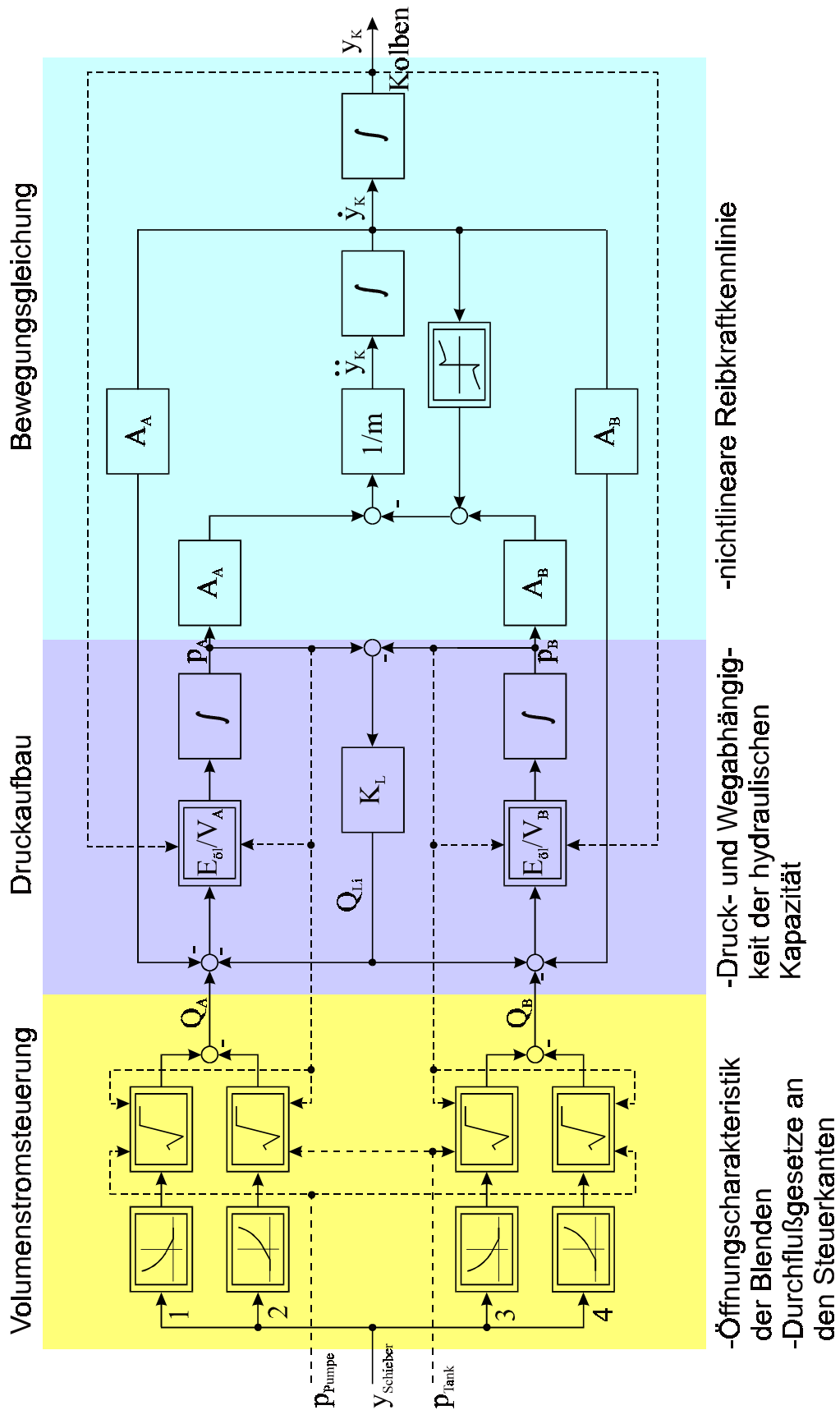


Bild 7.9: Blockschaltbild des hydraulischen Gesamtsystems

8 Schätzverfahren zur Fehlerfrühidentifikation und -diagnose

Ursprünglich wurden die Parameterschätzverfahren in erster Linie zur Identifikation von Systemen entwickelt. Im Rahmen der Informationsgewinnung ist es von zentraler Bedeutung, aus einem gegebenen Datensatz von gemessenen Ein- und Ausgangssignalen auf ein parametrisches Modell für diesen Prozeß zu schließen. Es stehen verschiedene Parameterschätzverfahren zur Verfügung, die sich anhand der gewählten Modellklassen, des verwendeten Ein-/Ausgangssignals und des Fehlers zwischen Prozeß und seinem Modell unterscheiden lassen. Übersichten zu dieser Thematik bieten die Beiträge von [3,19,40,98]. Seit einiger Zeit werden die Parameterschätzverfahren auch zur Fehleridentifikation und -diagnose eingesetzt, indem gespeicherte Parameterschätzwerte aus dem fehlerfreien Betrieb mit aktuellen Schätzwerten aus dem laufenden Betrieb verglichen werden. Ergeben sich bei einem oder mehreren Parametern signifikante Änderungen, so deutet dies einen Fehler an. Aus der Größe der Abweichung läßt sich auch ableiten, ob der Fehler tolerierbar ist oder ob der Prozeß in einen sicheren Zustand gefahren werden muß. Gleichzeitig werden damit auch wichtige Informationen für eine Fehlerdiagnose bereitgestellt. Im folgenden werden die grundlegenden Ansätze und wichtige Algorithmen zur Parameterschätzung vorgestellt. Das hier verwendete Parameterschätzverfahren ist das *rekursive Least Square Verfahren*, also die rekursive Methode der kleinsten Fehlerquadrate. Als Optimierungsverfahren wurde in dieser Arbeit ein Wurzelfilterverfahren, nämlich das DSFI-Verfahren (discrete square root filter in the information form) verwendet, das im folgenden Abschnitt näher beschrieben wird.

8.1 Identifikation nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate

Parameteridentifikation kann sowohl für zeitdiskrete als auch für zeitkontinuierliche Prozeßmodelle eingesetzt werden. Da es für die Fehlerdiagnose aber von besonderer Bedeutung ist, den Zusammenhang zwischen den physikalischen Parametern des Prozesses und den mathematischen Modellparametern einfach zu halten, werden zeitkontinuierliche Modelldarstellungen vorzugsweise verwendet. Ausgehend von einem linearen Prozeß mit konzentrierten Parametern kann der Prozeß durch die gewöhnliche Differentialgleichung der Form

$$y(t) + a_1 \dot{y}(t) + a_2 \ddot{y}(t) + \dots + a_n y^{(n)}(t) = b_0 u(t) + b_1 \dot{u}(t) + \dots + b_m u^{(m)}(t) + c_{gl} \quad (8.1)$$

dargestellt werden.

Die Gleichung wird nach der höchsten Ableitung der Ausgangsgröße aufgelöst. Die Parameter können mittels Parameterschätzung aus den Ein- und Ausgangswerten des Prozesses bestimmt werden. Dazu wird die Differentialgleichung in Vektorform aufgestellt:

$$y(t) = \underline{\psi}^T(t) \underline{\Theta} \quad (8.2)$$

Dabei ist $\underline{\psi}(t)$ der aktuelle Vektor der verwendeten Meßsignale und $\underline{\theta}$ ist der Vektor der zu schätzenden Parameter:

$$\begin{aligned} \underline{\psi}^T(t) &= [-\dot{y}(t) \quad -\ddot{y}(t) \quad \dots \quad -y^{(n)}(t) \quad u(t) \quad \dot{u}(t) \quad \dots \quad u^{(m)}(t) \quad 1] \\ \underline{\Theta}^T &= [a_1 \quad a_2 \quad \dots \quad a_n \quad b_0 \quad b_1 \quad \dots \quad b_m \quad c_{gl}] \end{aligned} \quad (8.3)$$

Ein entsprechendes Blockschaltbild zur Bildung des verallgemeinerten Fehlers ist im Bild 8.1 in der Form $e(t) = y(t) - \underline{\psi}^T \hat{\underline{\Theta}}$ dargestellt:

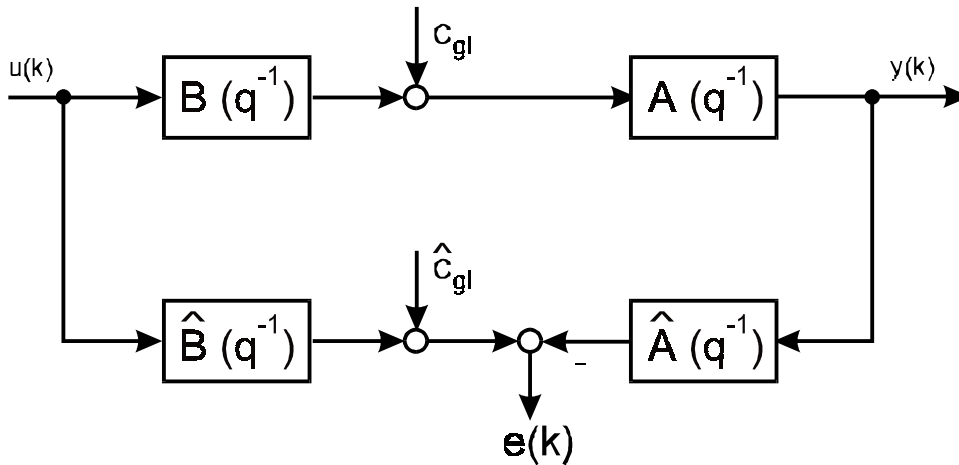


Bild 8.1: Verallgemeinerter Fehler bei der LS-Parameterschätzung

Für N Messungen ergibt sich damit folgendes Gleichungssystem für den Fehler:

$$\begin{aligned} e(1) &= y(1) - \underline{\psi}^T(1) \hat{\underline{\Theta}} \\ &\vdots \\ e(n_{\Theta}) &= y(n_{\Theta}) - \underline{\psi}^T(n_{\Theta}) \hat{\underline{\Theta}} \\ &\vdots \\ e(N) &= y(N) - \underline{\psi}^T(N) \hat{\underline{\Theta}} \end{aligned} \quad (8.4)$$

Die zu schätzenden Parameter tauchen dabei nur linear in den Gleichungen auf. Das Gleichungssystem ist für $e(1)$ bis $e(n_{\Theta}-1)$ unterbestimmt, für $e(n_{\Theta}+1)$ bis $e(N)$ überbestimmt. Wegen der Störungen, die auf das System wirken, müssen allerdings mehr als die n_{Θ} -Gleichungen für eine Parameterschätzung verwendet werden, um die Parameter a_i und b_i des Prozesses fehlerfrei zu

bestimmen. Aus den Gleichungen (8.4) ergibt sich folgender Ausgangsvektor für den Gleichungsfehler (Residuum):

$$\underline{e}(k) = \underline{y}(k) - \underline{\Psi}^T \hat{\underline{\Theta}} = \begin{bmatrix} e(k-N-1) \\ \vdots \\ e(k-N) \\ e(k) \end{bmatrix} \quad (8.5)$$

Zur Lösung der Fehlerfunktion gibt es mehrere Methoden, um die Lösung des Gleichungssystems zu bestimmen.

Nichtrekursive Methode der kleinsten Quadrate (LS)

Die einfachste und gebräuchlichste Methode ist die nichtrekursive Methode der kleinsten Fehlerquadrate. Eine bestmögliche Übereinstimmung zwischen dem Prozeß und seinem Modell liegt im Sinne der klassischen Schätztheorie dann vor, wenn der Parametervektor $\hat{\underline{\Theta}}$ die quadratische Verlustfunktion

$$V(k) = \underline{e}^T(k) * \underline{e}(k) = \sum_{i=1}^k e^2(i) \Rightarrow \text{Minimierung} \quad (8.6)$$

über dem gegebenen Datensatz minimiert. Zur expliziten Minimierung des quadratischen Fehlermaßes werden in der Regel numerische Optimierungsverfahren benutzt [78]. Um das Minimum zu finden, wird die Verlustfunktion nach $\hat{\underline{\Theta}}$ abgeleitet. Es ergibt sich eine Schätzgleichung der Methode der kleinsten Fehlerquadrate:

$$\begin{aligned} \frac{dV(k)}{d\hat{\underline{\Theta}}} &= \frac{d}{d\hat{\underline{\Theta}}} \left[\underline{y}(k) - \underline{\Psi}^T \hat{\underline{\Theta}} \right]^2 = 0 \\ \rightarrow 2\underline{\Psi}^T(k) \left(\underline{\Psi}^T(k) \hat{\underline{\Theta}} - \underline{y}(k) \right) &= 0 \\ \Rightarrow \hat{\underline{\Theta}} &= \left[\underline{\Psi}^T(k) \underline{\Psi}(k) \right]^{-1} \underline{\Psi}^T(k) \underline{y}(k) \end{aligned} \quad (8.7)$$

Zur Berechnung der Prozeßparameter (d.h. des Vektors $\hat{\underline{\Theta}}$) muß also die Matrix $\underline{\Psi}^T(k) \underline{\Psi}(k)$ invertiert werden. Dies ist allerdings nur dann möglich, wenn die Determinante ungleich Null ist. Es dürfen also keine linear abhängigen Zeilen in der Matrix enthalten sein, woraus folgt, daß der Prozeß am Eingang genügend angeregt werden muß. Weiterhin muß für das Erreichen eines Minimums die Determinante positiv definit $\det[\underline{\Psi}^T(k) \underline{\Psi}(k)] > 0$ sein. Geht man weiterhin davon aus, daß die Störung mittelwertfrei und statistisch unabhängig von den Eingangswerten ist, konvergieren die Modellparameter gegen die echten Prozeßwerte, und der Fehler $e(k)$ geht gegen

Null. Da das Invertieren der Matrix ziemlich zeitaufwendig ist und weiterhin in jedem Abtastschritt eine Prüfung der oben genannten Bedingungen erfolgen müßte, wird für den online-Einsatz in einem Mikrorechner diese Methode so abgeändert, daß sich die rekursive Methode der kleinsten Fehlerquadrate ergibt.

Rekursive Methode der kleinsten Quadrate (RLS)

Die rekursive Methode der kleinsten Fehlerquadrate hat den Vorteil, daß sowohl die Inversion in jedem Abtastschritt wegfällt als auch die Prüfungen bezüglich der Determinanten, was aber nicht bedeutet, daß das Verfahren auch ohne Anregung richtige Parameter liefert. Eine Prüfung auf genügend Anregung kann bei dieser Methode über ein einfacheres und schnelleres Verfahren geschehen. Im Gegensatz zur nichtrekursiven Methode müssen nicht alle alten Werte gespeichert werden. Daher fällt der Speicherbedarf erheblich niedriger aus. Weiterhin ist eine Bearbeitung der Daten nicht erst nach Abschluß der Meßzeit möglich. Durch die Verwendung eines rekursiven Algorithmus lassen sich außerdem auch zeitvariante Prozesse verarbeiten. Ausgehend von Gleichung (8.7) definiert man

$$\hat{\underline{\theta}}(k) = \underline{P}(k) \underline{\Psi}^T(k) \underline{y}(k), \quad (8.8)$$

wobei die Matrix $\underline{P}(k) = [\underline{\Psi}^T(k) \underline{\Psi}(k)]^{-1}$ als Kovarianzmatrix bezeichnet wird. (8.9)

$$\underline{y}(k) = \begin{bmatrix} y(1) \\ y(2) \\ \vdots \\ y(k) \end{bmatrix} \quad \underline{\Psi}(k) = \begin{bmatrix} \underline{\psi}^T(1) \\ \underline{\psi}^T(2) \\ \vdots \\ \underline{\psi}^T(k) \end{bmatrix}$$

$$\underline{\psi}^T(k) = [-y(k-1) \quad -y(k-2) \quad \cdots \quad -y(k-m) \quad \vdots \quad u(k-d-1) \quad \cdots \quad u(k-d-m)] \quad (8.10)$$

Die rekursive Methode der kleinsten Fehlerquadrate besteht aus drei Gleichungen, die in der Reihenfolge der Gleichung (8.11) berechnet werden [40].

Korrekturvektor:

$$\underline{\gamma}(k) = \underline{P}(k+1) \underline{\psi}(k+1) = \frac{1}{\underline{\psi}^T(k+1) \underline{P}(k) \underline{\psi}(k+1) + 1} \underline{P}(k) \underline{\psi}(k+1)$$

Rekursive Schätzgleichung:

$$\hat{\underline{\theta}}(k+1) = \hat{\underline{\theta}}(k) + \underline{\gamma}(k) [y(k+1) - \underline{\psi}^T(k+1) \hat{\underline{\theta}}(k)] \quad (8.11)$$

Kovarianzmatrix:

$$\underline{P}(k+1) = [\underline{I} - \underline{\gamma}(k) \underline{\psi}^T(k+1)] \underline{P}(k)$$

Beim Start des rekursiven Schätzalgorithmus müssen schon Werte für $\hat{\underline{\Theta}}(k)$ und $\underline{P}(k)$ vorhanden sein. Dazu gibt es mehrere Möglichkeiten:

- *Start mit der nichtrekursiven Methode der kleinsten Fehlerquadrate:*

Es wird erst die nichtrekursive Methode zur Identifikation eingesetzt und zum Zeitpunkt k' auf die rekursive Methode umgeschaltet. Dabei werden die Werte von $\hat{\underline{\Theta}}(k)$ und $\underline{P}(k)$ übernommen.

- *Verwendung von apriori- Schätzwerten:*

Im voraus bekannte Näherungswerte für die Parameter für $\hat{\underline{\Theta}}(k)$ und $\underline{P}(k)$ können als Startwerte benutzt werden.

- *Annahme geeigneter Schätzwerte:*

Wenn keinerlei a-Periori-Wissen vorliegt, schlägt [40] folgende Startwerte für Rekursionsgleichungen vor:

$$\underline{P}(0) = \alpha \mathbf{I} \quad (\alpha = 1.0 \dots 10.0) \quad \hat{\underline{\Theta}}(0) = \underline{0}$$

Parameterschätzung zeitvarianter Prozesse

Die beschriebenen Methoden sind nur für stationäre Prozesse einsetzbar. Da sich die Parameter der Prozesse aber mit der Zeit – bedingt durch innere und äußere Einflüsse – verändern können, wird meist ein Vergessensfaktor in die Formeln für die (nicht)rekursive Methode der kleinsten Quadrate eingefügt. Durch die Einführung des Vergessensfaktors λ bei der Berechnung des Korrekturvektors und der Kovarianzmatrix werden die Gleichungsfehler um so geringer gewichtet, je weiter sie zurückliegen (exponentielle Gewichtung). Die Parameterschätzung ist dann in der Lage, langsam zeitvarianten Prozeßparametern zu folgen. Dieser Faktor kann entweder fest vorgegeben werden oder variabel angesetzt werden..

Exponentielle Gewichtung mit festem Vergessensfaktor

Ein Vergessensfaktor bewirkt, daß Meßwerte um so geringer gewichtet werden, je weiter sie zurückliegen. Dazu wird ein Vergessensfaktor der Form

$$w(k) = \lambda^{N'-k} \tag{8.12}$$

in die Gleichung (8.11) eingesetzt, und es ergeben sich folgende Gleichungen:

$$\begin{aligned}
\hat{\underline{\Theta}}(k+1) &= \hat{\underline{\Theta}}(k) + \underline{\gamma}(k) \left[y(k+1) - \underline{\psi}^T(k+1) \hat{\underline{\Theta}}(k) \right] \\
\underline{\gamma}(k) &= \frac{1}{\underline{\psi}^T(k+1) \underline{P}(k) \underline{\psi}(k+1) + \lambda} \underline{P}(k) \underline{\psi}(k+1) \\
\underline{P}(k+1) &= \left[\underline{I} - \underline{\gamma}(k) \underline{\psi}^T(k+1) \right] \underline{P}(k) \frac{1}{\lambda}
\end{aligned} \tag{8.13}$$

Je nach der Wahl dieses Vergessensfaktors erhält man entweder ein gutes Folgeverhalten des Parameterschätzers bei zeitvarianten Prozeßparametern oder eine gute Elimination von Störeinflüssen. Für $\lambda < 1$ werden die Informationswerte des letzten Schrittes verkleinert, und die alten Schätzwerte erscheinen schlechter. Damit erhalten die aktuellen Werte ein größeres Gewicht. Für $\lambda = 1$ werden alle Werte gleich gewichtet. Für $\lambda \approx 0$ erhält man das Gegenteil davon, nämlich daß alle alten Werte vergessen werden. Eine Verkleinerung des Parameters λ hat den Vorteil, daß die Parameterschätzung schneller auf Prozeßänderungen reagieren kann. Andererseits nimmt damit der Störeinfluß auf die Identifikation zu. Große Werte für λ sollten also dann verwendet werden, wenn sich der Prozeß nur langsam ändert, da dann die Störungen auch größer sein dürfen. Der Vergessensfaktor wird zwischen Werten von $\lambda = 0,9$ für schnell zeitveränderliche Prozeßparameter und $\lambda = 0,995$ für Prozesse mit starken Störeinflüssen variiert [9,40].

Exponentielle Gewichtung mit variablem Vergessensfaktor

Um den Vergessensfaktor an die jeweilige Situation anzupassen, kann er durch eine Auswertung des a-posteriori-Fehlers beeinflußt werden. Ist der Fehler klein, so ist entweder die Identifikation richtig oder aber die Anregung sehr klein. In beiden Fällen wird der Vergessensfaktor λ auf ≈ 1 gesetzt. Ist der Fehler allerdings groß, muß der Vergessensfaktor klein gewählt werden, damit die Prozeßparameter schneller angepaßt werden können. Als Maß für den „Informationsgehalt“ der Identifikation wird häufig die Summe der a-posteriori-Fehler in einer rekursiven Form gewählt:

$$\sum(k) = \lambda(k) \sum(k-1) + \left[1 - \underline{\psi}^T(k) \underline{\gamma}(k-1) \right] e^2(k) \tag{8.14}$$

Es wird nun $\lambda(k)$ so gewählt, daß der „Informationsgehalt“ konstant bleibt, also

$$\sum(k) = \sum(k-1) = \dots = \sum_0.$$

Daraus folgt, daß $\lambda(k)$ zu $1 - \frac{1}{\sum_0} \left[1 - \underline{\psi}^T(k) \underline{\gamma}(k-1) \right] e^2(k)$ gewählt wird.

Wählt man jetzt noch $\Sigma_0 = \sigma_n^2 N_0$, wobei σ_n^2 die Varianz der Störung und N_0 ein Faktor der Form $\frac{1}{(1-\lambda_0)}$ ist, so ergibt sich für ein kleines N_0 eine empfindliche Identifikation mit schneller Anpassung und umgekehrt. Ein praktisches Problem dieses Verfahrens ist die Wahl eines geeigneten Σ_0 , da ein zu kleiner Wert eine zu große Schwankung von $\lambda(k)$ hervorruft, auch wenn keine Parameteränderung des Prozesses vorliegt. Andererseits macht ein zu großer Wert von Σ_0 die Parameterschätzung zu träge. Ein weiterer Nachteil besteht darin, daß sich $\lambda(k)$ auch bei Änderungen von σ_n^2 ändert, und zwar so, daß $\lambda(k)$ kleiner wird bei größer werdendem σ_n^2 . Die beiden Größen stören sich also gegenseitig.

Numerische Probleme

Obwohl die direkte Inversion von $\underline{\Psi}^T(k)\underline{\Psi}(k)$ vermieden werden konnte, können unter Umständen numerische Probleme auftreten. Insbesondere bei einer ungenügenden Prozeßanregung, sehr kleinen Abtastzeiten, aber auch einer begrenzten digitalen Verarbeitungsgenauigkeit kann das zur numerischen Instabilität und damit fehlerhaften Identifikation führen [49]. Hilfe bieten verschiedene Verfahren zur Matrizenfaktorisierung, die unter Beibehaltung der Fehlernorm eine numerisch stabile Lösung der Schätzgleichungen ermöglichen [11,49] den bekannten Algorithmen zählt das im Rahmen dieser Arbeit eingesetzte Wurzelfilterverfahren (DSFI: **d**iscrete **s**quare **r**oot **f**ilter in the **i**nformation **f**orm) [44], das auf direkter Triangularisierung der Matrizen mittels einer orthogonalen Transformation beruht. Dazu wird die Gleichung (8.7) von der Kovarianz in die Informationsform umgeformt:

$$\begin{aligned}\hat{\underline{\Theta}}(k) &= [\underline{\Psi}^T(k)\underline{\Psi}(k)]^{-1} \underline{\Psi}^T(k)\underline{y}(k) \\ \Rightarrow \underline{\Psi}^T(k)\underline{\Psi}(k)\hat{\underline{\Theta}}(k) &= \underline{\Psi}^T(k)\underline{y}(k) \\ \Rightarrow \underline{H}(k)\hat{\underline{\Theta}}(k) &= \underline{\Psi}^T(k)\underline{y}(k)\end{aligned}\tag{8.15}$$

Die Gleichung (8.15) wird nun so umgeformt, daß ein Update der Meßwerte ohne explizite Bestimmung von $\underline{\Psi}(k)$ möglich ist:

$$\begin{aligned}\underline{H}(k)\hat{\underline{\Theta}}(k) &= \underline{f}(k) \\ \Rightarrow \underline{H}(k) &= \lambda(k)\underline{H}(k-1) + \underline{\Psi}(k)\underline{\Psi}^T(k) \\ \Rightarrow \underline{f}(k) &= \lambda(k)\underline{f}(k-1) + \underline{\Psi}(k)\underline{y}(k)\end{aligned}\tag{8.16}$$

Diese Gleichung läßt sich sehr einfach lösen, wenn $\underline{H}(k)$ eine obere oder untere Dreiecksmatrix ist, d.h.:

$$\begin{bmatrix} x & x & x & x \\ 0 & x & x & x \\ 0 & 0 & x & x \\ 0 & 0 & 0 & x \end{bmatrix} \quad (8.17)$$

Dies wird erreicht durch Zerlegen der Matrix $\underline{H}(k)$ in zwei Dreiecksmatrizen $\underline{S}(k)$, so daß gilt:

$$\begin{aligned} \underline{H}(k) &= \underline{S}^T(k) \underline{S}(k) \\ \underline{S}^T(k) \underline{S}(k) \hat{\underline{\Theta}}(k) &= \underline{f}(k) \\ \underline{S}(k) \hat{\underline{\Theta}}(k) &= [\underline{S}^T(k)]^{-1} \underline{f}(k) \\ \underline{S}(k) \hat{\underline{\Theta}}(k) &= \underline{b}(k) \end{aligned} \quad (8.18)$$

Als orthogonale Transformation zur Berechnung von $\underline{S}(k)$ bietet sich die Housholder Transformation oder Givens-Rotationen an [32,59]. Die gesuchte Matrix ergibt sich, sobald $V(k)$ minimal ist.

$$\begin{aligned} T(k) * \begin{pmatrix} \sqrt{\lambda} * \underline{S}(k-1) \\ \underline{\psi}^T(k) \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} \underline{S}(k) \\ 0 \end{pmatrix} \\ T(k) * \begin{pmatrix} \sqrt{\lambda} * \underline{b}(k-1) \\ \underline{y}(k) \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} \underline{b}(k) \\ V(k) \end{pmatrix} \end{aligned} \left\{ \begin{array}{l} \text{rekursive Gleichung} \end{array} \right. \quad (8.19)$$

$\mapsto \text{Verlustfunktion} \Rightarrow \text{Min.}$

Dieses teils rekursive, teils nichtrekursive Verfahren hat den Vorteil, daß keine Startwerte für $\underline{\Theta}(0)$ gewählt werden müssen. Deshalb ist die Konvergenz in der Startphase auch sehr gut. Weiterhin ist wie schon beim RLS-Verfahren keine Matrizeninversion erforderlich. Im Gegensatz zum RLS-Schätzverfahren, das parameterrekursiv formuliert ist, muß beim DSFI die Bestimmung der Parameter nicht in jedem Abtastschritt erfolgen. Die neuen Schätzwerte ergeben sich vielmehr aus den in die obere Dreiecksmatrix eingerechneten und damit komprimierten Meßdaten.

8.2 Ergebnisse der Parameteridentifikation am Hydrozylinder

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Parameterschätzung zur Identifikation einer erhöhten inneren Leckage am Hydrozylinder dargestellt. Bei einer Bewegung des Kolbens existiert aufgrund der hydrodynamischen Schmierfilmbildung grundsätzlich eine Strömung und somit eine innere Leckage. Eine vollständige Abdichtung zwischen den Kammern ist aber nur bei stehendem Kolben und intakter Dichtung gegeben. Ein Dichtungsdefekt hat eine abnehmende

Haltekraft des Zylinders und eine geringere Dämpfung des Systems zur Folge und verschlechtert somit die Eigenschaften des Zylinderantriebs. Eine Erhöhung der inneren Leckage wird am Versuchsstand durch parallel zum Zylinder (Kapitel 5) zuschaltbare Bypassrohre realisiert, wodurch ein Teil des Öls am Kolben vorbeigeführt wird. Als Fehler soll hier die erhöhte innere Leckage durch einen größeren Wert des Leckölcoeffizienten identifiziert werden. Für die im Schätzverfahren verwendeten Gleichungen zum Druckaufbau in den Zylinderkammern werden folgende Annahmen getroffen:

- Es treten keine äußeren Leckströme auf ² $Q_{La}=0$.
- Die Durchflußgleichungen (7.4) bis (7.7) für turbulente Strömung sind gültig³ (LTB=0).
- Der Einfluß von Druck, Temperatur und ungelöster Luft auf den Ersatzkompressionsmodul $E'_{öl}$ wird im Filtermodell nicht berücksichtigt.
- Die Überdeckungen $y_{01..04}$ des Ventilschiebers sind als konstante Werte vorgegeben.

Hierzu werden der Leckölcoeffizienten K_L für den Normalzustand und den fehlerbehafteten Zustand geschätzt. Zur Beschreibung des Druckaufbaus werden die Gleichungen (7.22) und (7.23) mit den Steuerkantendurchflüssen $Q_{L..4}(t)$ nach Gleichung (7.4) bis (7.7) und dem inneren Leckstrom $Q_{Li}(t)$ gemäß Gleichung (5.10) verwendet. Die Gleichungen (7.22) und (7.23) werden folgendermaßen umgestellt, um den Leckölcoeffizienten K_L zu simulieren.

$$\frac{\dot{p}_A(t) \cdot (V_{A0} + A_A y_K(t))}{E'_{öl}} - Q_A(t) + A_A \dot{y}_K(t) = -K_{Li}(P_A(t) - P_B(t)) \quad (8.20)$$

$$\frac{\dot{p}_B(t) \cdot (V_{B0} - A_B y_K(t))}{E'_{öl}} + Q_B(t) - A_B \dot{y}_K(t) = K_{Li}(P_A(t) - P_B(t)) \quad (8.21)$$

Zur Identifikation mit dem verwendeten Wurzelfilterverfahren (DSFI) ergibt sich das Modell demnach mit allen Meßwerten in dem Vektor 'u'.

$$u = [p_T ; p_B ; p_A ; p_P ; y_s ; y_k ; \dot{y}_k] \quad (8.22)$$

Aus den oben angegebenen Gleichungen der Druckänderung der Kammer A bzw. Kammer B läßt sich folgender Meßvektor für die Parameterschätzung erstellen.

$$\text{Für Kammer A} \quad \Psi_a = [p_B - p_A] \quad (8.23)$$

$$\text{Für Kammer B} \quad \Psi_b = [p_A - p_B] \quad (8.24)$$

² Ein Ausströmen des Fluids (äußere Leckage) ist von außen direkt ersichtlich.

³ Ein laminar-turbulenter Beiwert (LTB≠0) wirkt sich nur im Bereich kleiner Schieberöffnungen durch veränderte Schätzwerte für die Überdeckungen aus.

In dem betrachteten Fall benötigt man jeweils nur einen Meßvektor pro Gleichung, denn nur der unbekannte Parameter - der Leckölkoeffizienten K_L - ist zu schätzen. Entsprechend liefert dieses Schätzverfahren einen Parametervektor der folgenden Form für Kammer A und Kammer B:

$$\Theta_a = \Theta_b = [K_L] \quad (4.69)$$

Hier besteht der Parametervektor aus nur einer Spalte. Für die Identifikation mehrerer Parameter kann der Parametervektor entsprechenden erweitert werden.

8.2.1 Ergebnisse der Parameteridentifikation im fehlerfreien Fall: „Normalzustand“

Die Parameteridentifikation wird hier ohne Anfangswertvorgabe für die Identifikation des Leckölkoeffizienten K_L eingesetzt. Dazu wurde, bei einem Systemdruck von 60 bar, das Ventil mit einem PRB-Signal (mit einer Amplitude von 1 V und einer Taktfrequenz von 100 Hz) für einen Zeitraum von 10 sec. (mit geschlossenem Bypaß) angeregt (Bild 8.2). Das Öl hatte zum Zeitpunkt der Versuchsdurchführung eine Temperatur von $T_{öl} = 28^\circ\text{C}$. Die Messung der Kammerdrücke p_A und p_B , des Pumpendrucks p_p , des Tankdrucks p_T , des Kolbenweges y_k und des Ventilschieberweges y_s erfolgte mit einer Abtastfrequenz von 1kHz. Die benötigte Zylinderkolbengeschwindigkeit \dot{y}_k wird mittels numerischer Differentiation aus den Meßwerten des Kolbenweges y_k bestimmt. Bild 8.2 zeigt das Zeitfenster (Endbereich von $t=8$ s bis $t=10$ s) des zur Anregung des Ventils verwendeten Spannungssignals.

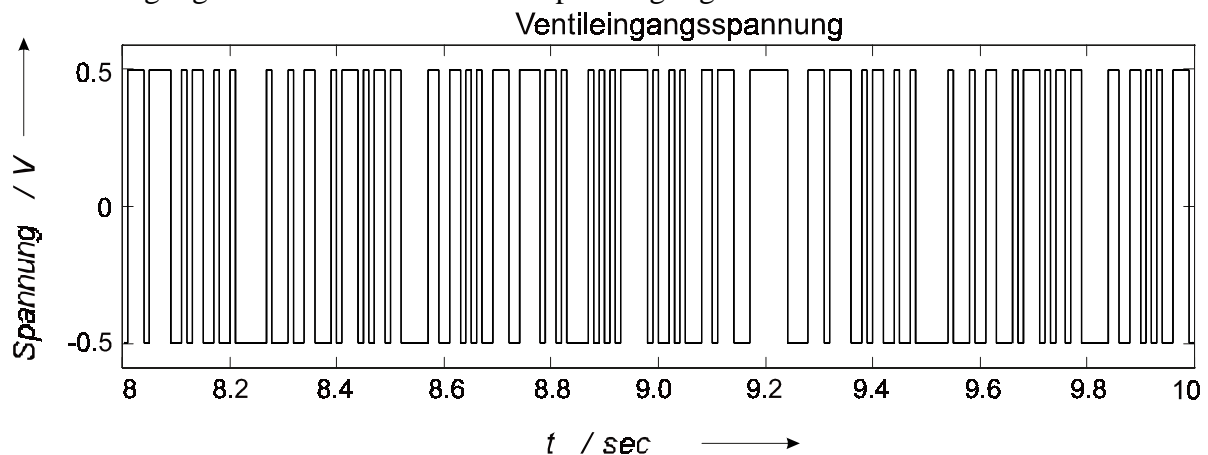


Bild 8.2: Anregungssignal zur Identifikation des Leckölkoeffizienten K_L

Das Schätzergebnis bei der Simulation des Leckölkoeffizienten K_L zeigt Bild 8.3. Die Mittelwertbildung des geschätzten Leckölkoeffizienten K_L für den Endbereich $t=8$ s bis $t=10$ s führt zu

$$K_L = 1,0263 \cdot 10^{-12} \frac{\text{m}^4 \text{s}}{\text{Kg}} \text{ für Kammer A.}$$

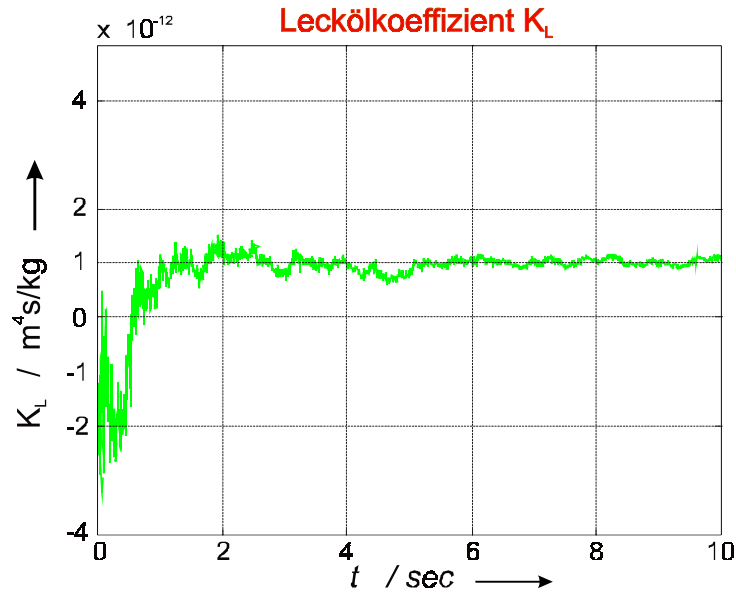


Bild 8.3: Schätzverlauf des Leckölcoeffizienten K_L (für Kammer A)

Die Parameteridentifikation wurde mit der Gleichung (8.21) für Kammer B durchgeführt. Das Schätzergebnis ist in Bild 8.4 dargestellt. Die Mittelwertbildung des geschätzten Leckölcoeffizienten K_L stimmt ungefähr mit der oben durchgeführten K_L -Identifikation für Kammer A überein.

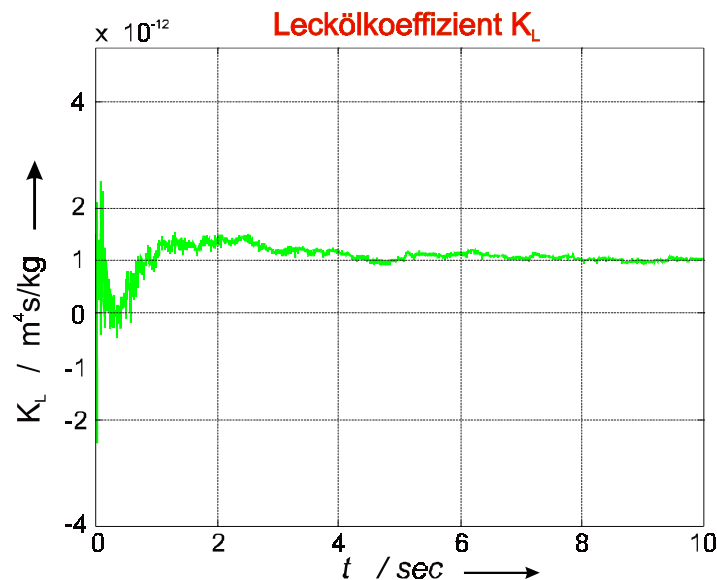


Bild 8.4: Schätzverlauf des Leckölcoeffizienten K_L (für Kammer B)

8.2.2 Ergebnisse der Parameteridentifikation im Fehlerfall (erhöhte innere Leckage)

Zur Simulation einer erhöhten inneren Leckage (Kapitel: 5.8) ist zum Zeitpunkt $t=4.8\text{s}$ ein Bypassrohr geöffnet worden. Der Bereich, in dem der Bypass geöffnet ist, ist in den betreffenden

Bildern grau hinterlegt. Bevor der Bypaß geöffnet wird, ergibt sich der Mittelwert des geschätzten Leckölkoeffizienten zu $K_L = 9.01 \cdot 10^{-13} [\text{m}^4/\text{s}/\text{kg}]$. Der laminare Durchflußbeiwert des zugeschalteten Bypassrohres läßt sich mit Gleichung (5.8) berechnen. Für die Viskosität des Öls wird hierzu der entsprechende Wert bei einer zum Zeitpunkt der Messung herrschenden Öltemperatur $T_{\text{öl}}=28^\circ\text{C}$, verwendet.

$$K_{L\text{Bypass}} = \frac{d_{\text{Rohr}}^4 \cdot \pi}{128 \cdot \eta \cdot l_{\text{Rohr}}} = 3.06 \cdot 10^{-12} \left[\frac{\text{m}^4 \text{s}}{\text{kg}} \right] \quad (8.1)$$

mit $d_{\text{Rohr}}=1.5 \cdot 10^{-3} [\text{m}]$ Durchmesser des Rohrs
 $l_{\text{Rohr}}=870 \cdot 10^{-3} [\text{m}]$ Länge des Rohrs
 $\eta=48.9 \cdot 10^{-3} [\text{Ns}/\text{m}^2]$ Viskosität des Öls (bei $T_{\text{öl}}=28^\circ\text{C}$)

Der geschätzte Leckölkoeffizient im Bild 8.5 konvergiert gegen den sich durch Addition ergebenden Wert $K_L \approx 3.97 \cdot 10^{-12} [\text{m}^4/\text{s}/\text{kg}]$. Das Schätzergebnis bei der Simulation für Kammer A zeigt, daß der in das System eingebrachte Fehler zuverlässig identifiziert wurde. Außerdem ist anhand des geschätzten Parameters eine direkte Fehlerdiagnose möglich.

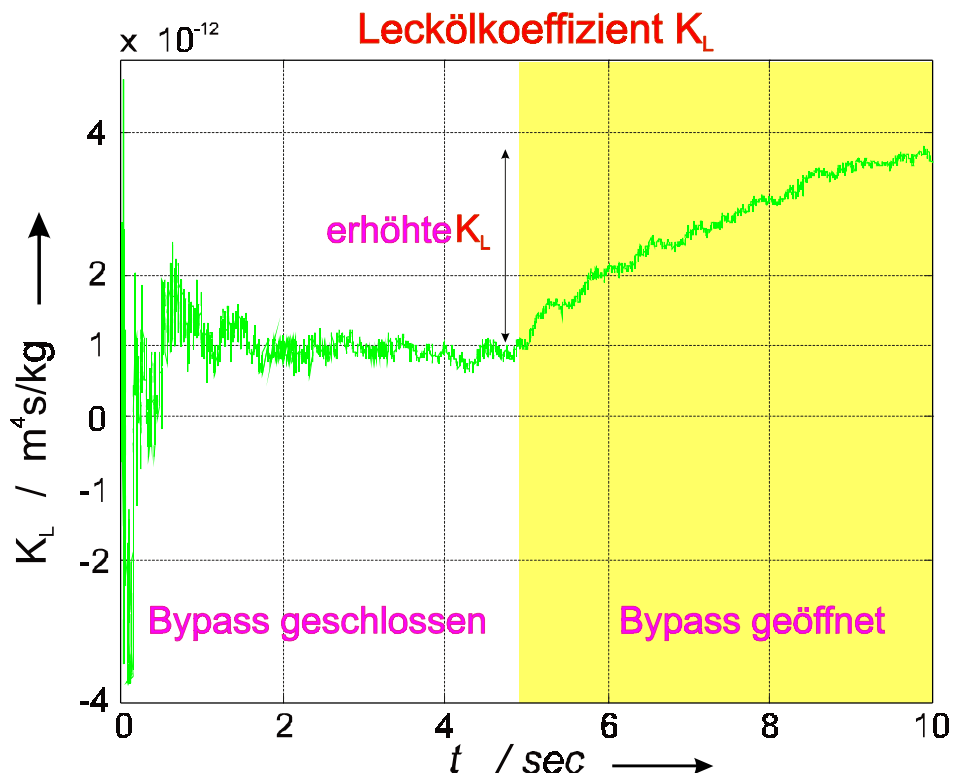


Bild 8.5: Schätzverlauf des Leckölkoeffizienten K_L - erhöhte innere Leckage (für Kammer A)

Das Schätzergebnis bei Simulation für Kammer B zeigt Bild 8.6. In beiden Fällen, hatten die geschätzten K_L Werte den gleichen Verlauf und zum Zeitpunkt 10 Sekunden fast den gleichen

Schätzwert. Der durch den Bypass bestimmte vergrößerte Wert des Leckölkoeffizient wird richtig geschätzt.

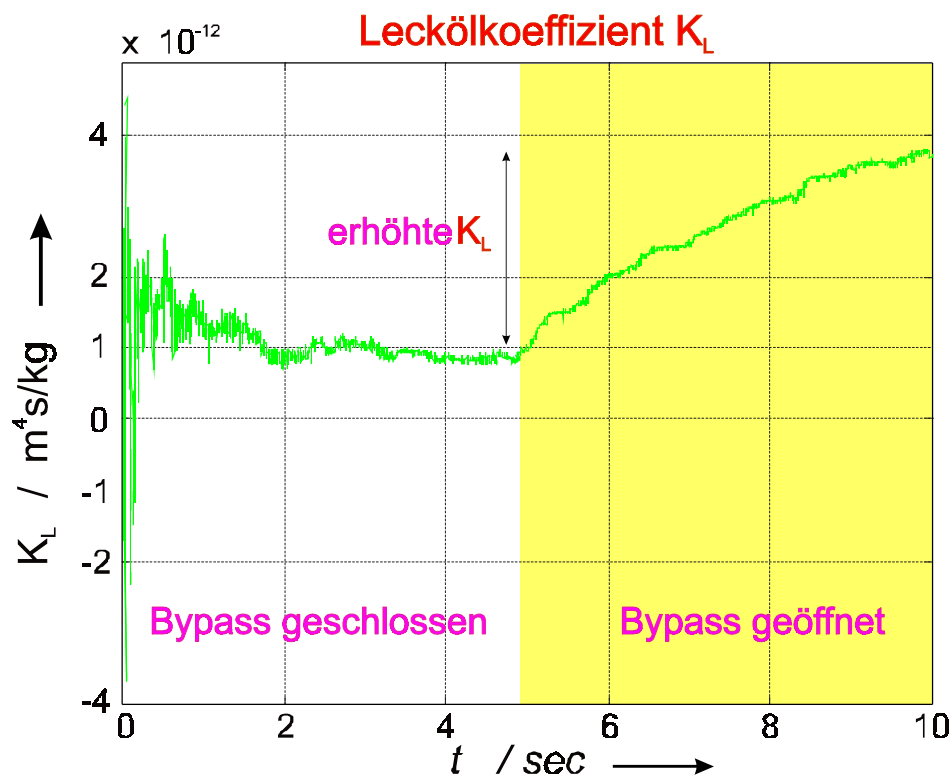


Bild 8.6: Schätzverlauf des Leckölkoeffizienten K_L - erhöhte innere Leckage (für Kammer B)

Zusammenfassung

Als Vergleich zum Frequenzgangverfahren wurde in diesem Abschnitt der Arbeit eine modellgestützte Parameterschätzung unter Verwendung des DSFI (**D**iscrete **S**quare **R**oot **F**ilter in the **I**nformation **F**orm) durchgeführt. Im Gegensatz zur Frequenzgangmessung ist die Verwendung der Parameterschätzung auch *On-Line* möglich. Der, durch den Bypass bestimmte, vergrößerte Wert des Parameters K_L wurde richtig geschätzt. Das Schätzergebnis für den Leckölkoeffizienten K_L zeigt, daß der in das System eingebrachte Fehler zuverlässig identifiziert wird. Anhand des geschätzten Parameters ist eine direkte Fehlerdiagnose möglich. Lineare Parameterschätzmethoden sind auf nichtlineare Mehrgrößensystem nur eingeschränkt anwendbar. Sie eignen sich nur für lineare Schätzmodelle. Voraussetzung für die Anwendbarkeit linearer Parameterschätzmethoden ist die Verwendung von Modellstrukturen, die linear in den Parametern sind. Für stetig differenzierbare nichtlineare Systeme sind zum Beispiel Hammerstein-Modelle oder parametrische Volterra-Modelle geeignet [27,40]. Als nachteilig erweist sich bei diesen Modellansätzen allerdings, daß kein direkter Zusammenhang zwischen Modellparametern und physikalischen Parametern des Systems besteht. Statt der Anwendung linearer Schätzmethoden

kann zur Lösung des nichtlinearen Schätzproblems ein nichtlinearer Beobachter eingesetzt werden. Sollen neben den eigentlichen Prozeßzuständen außerdem Parameter mit geschätzt werden, besteht die Möglichkeit, die Parameter als zusätzliche Zustände zu modellieren. Zur Lösung nichtlinearer Filterprobleme findet das erweiterte Kalman-Filter Anwendungen [52,72]. Durch die dabei auftretenden multiplikativen Verknüpfungen der Parameter mit den Zuständen wird das Schätzproblem allerdings nichtlinear, selbst wenn es sich um ein lineares System handelt. Im nächsten Abschnitt wird ein Einblick in die Zustandsschätzung mit dem erweiterten Kalman-Filter gegeben.

8.3 Parameteridentifikation eines nichtlinearen Mehrgrößensystems

Wie bereits in Kapitel 4 deutlich wurde, ist das Kalman-Filter in die Gruppe der modellgestützten Fehlerschätzungsverfahren einzuordnen. Es wird zur optimalen Identifikation der Zustände linearer Systeme aus verrauschten Messungen eingesetzt. Für Systeme in zeitkontinuierlicher Darstellung findet das Kalman-Bucy-Filter Anwendung [15]. In diesem Abschnitt wird ein nichtlineares Optimalfilter zur Parameterschätzung und Fehleridentifikation an einem Hydraulikzylinder beschrieben. Es handelt sich bei dem verwendeten Filter um das kontinuierlich-diskrete, erweiterte Kalman-Filter (EKF) mit einer Erweiterung des Zustandsvektors um die zu schätzenden Parameter. Aus einer Änderung der geschätzten physikalischen Parameter ist eine direkte Bestimmung der Fehlerursache möglich. Durch das zur Fehleridentifikation eingesetzte erweiterte Kalman-Filter können die Nichtlinearitäten des Mehrgrößensystems berücksichtigt werden. Das Kalman-Filter unterscheidet sich vom Luenberger-Beobachter dadurch, daß auf den Prozeß einwirkende Störgrößen und Meßstörungen berücksichtigt werden können [28,62]. Dies ist möglich, da das Schätzproblem beim Kalman-Filter einer stochastischen Sichtweise unterliegt, wogegen der Beobachter rein deterministischer Natur ist. Im vorliegenden Abschnitt wird ein Einblick in die Zustandsschätzung mit dem erweiterten Kalman-Filter gegeben.

Die stochastische Systemgleichung

Die genaue Bezeichnung des Filters lautet: *Kontinuierlich-diskret erweitertes Kalman-Bucy-Filter*. Grundlage der Parameterschätzung mit dem erweiterten Kalman-Filter bildet ein, den Prozeß hinreichend genau beschreibendes, mathematisches Modell. Die auf reale Systeme immer einwirkenden Störeinflüsse sind stochastischer Natur. Sollen diese zufälligen Störgrößen mit modelliert werden, so ist das nur durch die Verwendung eines stochastischen Prozeßmodells

möglich. Die Meßwerte, welche zur Zustandsgrößen- und Parameterschätzung verwendet werden, liegen aufgrund der digitalen Signalverarbeitung in zeitdiskreter Form vor. Wird dies berücksichtigt, dann läßt sich das reale, störungsbehaftete System durch ein kontinuierlich-diskretes Prozeßmodell in nichtlinearer Zustandsraumdarstellung beschreiben [52]:

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{f}(\underline{x}(t), \underline{u}(t), t) + \underline{w}(t) \quad (8.2)$$

$$\underline{y}(t_k) = \underline{h}(\underline{x}(t_k), \underline{u}(t_k), t_k) + \underline{v}(t_k) \quad (8.3)$$

mit $\underline{w}(t)$ Systemrauschen
 $\underline{v}(t_k)$ Meßrauschen

Der Zustandsvektor $\underline{x}(t)$ ist erweitert und beinhaltet neben den inneren dynamischen Zuständen $\underline{x}_s(t)$ die zeitvarianten Parameter $\underline{\theta}(t)$:

$$\underline{x}(t) = [\underline{x}_s(t) \mid \underline{\theta}(t)]^T \quad (8.4)$$

Die zeitdiskrete Meßgleichung (8.3) definiert $\underline{y}(t_k)$ als die vom Meßrauschen $\underline{v}(t_k)$ überlagerte Messung des wahren Ausgangssignals $\underline{y} = \underline{h}(\underline{x}, \underline{u})$. Durch das Systemrauschen $\underline{w}(t)$ in der Systemgleichung können Unsicherheiten im Verlauf des Zustandsvektors $\underline{x}(t)$ berücksichtigt werden. Diese Unsicherheiten können sowohl Modellungenauigkeiten als auch unbekannte, auf das System einwirkende Steuer- und Eingangsgrößen sein. Für die vektoriellen Rauschsignale wird angenommen, daß sie mittelwertfrei und unkorreliert sind. Das bedeutet, daß ihre Erwartungswerte gleich Null sind:

$$E\{\underline{y}(t_k)\} = \underline{0}; \quad E\{\underline{w}(t)\} = \underline{0}; \quad E\{\underline{w} \underline{v}^T\} = 0 \quad (8.5)$$

Weiterhin wird angenommen, daß das Rauschen gaußverteilt und weiß ist. Mit diesen Annahmen lassen sich die Rauschsignale im Filteralgorithmus durch Diagonalmatrizen beschreiben. Für die Leistungsdichtematrix des Systemrauschens bzw. die Kovarianzmatrix des Meßrauschens gilt:

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}(t) &= E\{\underline{w}(t) \underline{w}(t)^T\} && \text{Leistungsdichtematrix des Systemrauschens} \\ \mathbf{R}(t_k) &= E\{\underline{v}(t_k) \underline{v}(t_k)^T\} && \text{Kovarianzmatrix des Meßrauschens} \end{aligned} \quad (8.6)$$

Die Schätzaufgabe des Filters

Die Aufgabe des Kalman-Filters ist es, optimale Schätzwerte für den Zustandsvektor $\underline{x}(t)$ aus den diskreten Messungen $\underline{y}(t_k)$ zu bestimmen. Als Lösungsansatz werden beim Kalman-Filter alle Signale als vektorielle, gaußverteilte Zufallsvariablen interpretiert. Mit diesen Annahmen können die Signale durch ihre Erwartungswerte und Kovarianzen vollständig beschrieben werden.

Zur Bestimmung der Schätzwerte minimiert das erweiterte Kalman-Filter die Kovarianz des Schätzfehlers. Das Filter besteht deshalb aus der Erwartungswert- sowie der dazu parallel ablaufenden Fehlerkovarianzrechnung (Bild 8.7 und Bild 8.8).

Die Erwartungswertrechnung Bild 8.7 dient der Bestimmung der Schätzwerte $\hat{\underline{x}}(t_k)$. Das Prozeßmodell liegt in zeitkontinuierlicher Form vor, die Meßgleichung aufgrund der diskreten Meßwerterfassung in diskreter Form. Die Schätzwerte werden deshalb immer für den entsprechenden Abtastzeitpunkt t_k bestimmt. Die Erwartungswertrechnung weist die übliche Beobachterstruktur auf und verwendet das nichtlineare Prozeßmodell:

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{f}(\underline{x}(t), \underline{u}(t)) \quad (8.7)$$

$$\underline{y}(t_k) = \underline{h}(\underline{x}(t_k), \underline{u}(t_k)) \quad (8.8)$$

Das im Filter verwendete Modell muß dabei nicht in jedem Fall mit dem stochastischen Systemmodell übereinstimmen. Beim Filtermodell kann es sich um ein vereinfachtes Modell handeln. Zur Unterscheidung vom Systemmodell ist es durch die Funktionen \underline{f} und \underline{h} gekennzeichnet.

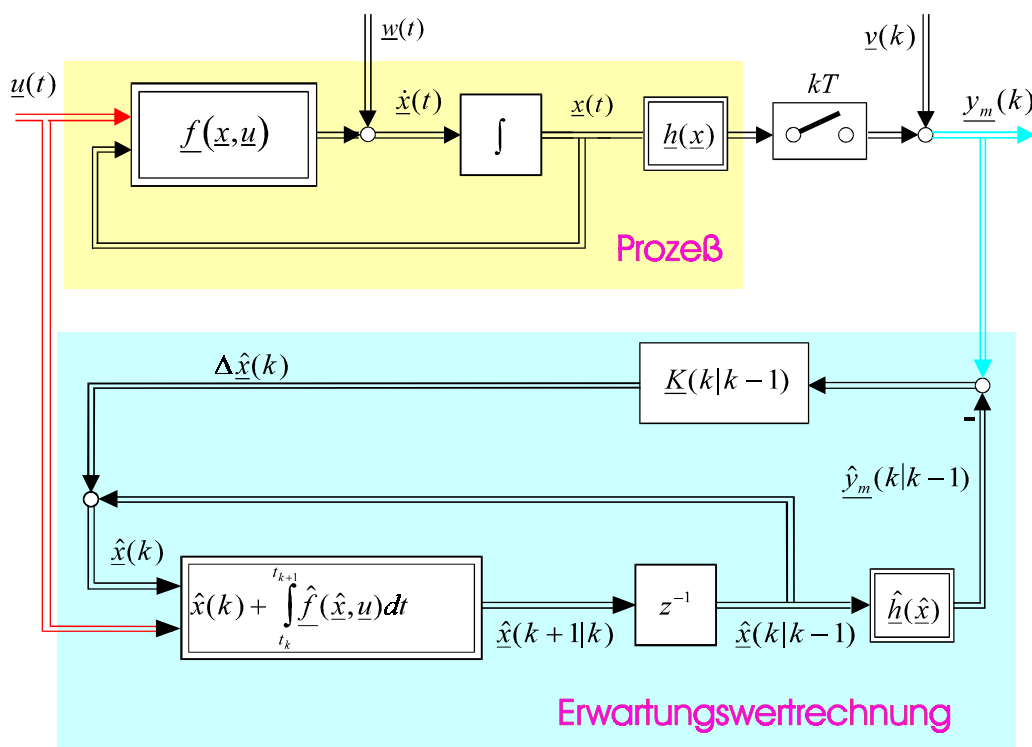


Bild 8.7: Blockschaltbild des erweiterten Kalman-Filters zur Identifikation der Zustände mit minimaler Varianz

Synchron zur Zustandsschätzung läuft die Fehlerkovarianzrechnung Bild 8.8 zur Identifikation der Fehlerkovarianzmatrix

$$\mathbf{P}(t_k) = E\left\{\left(\hat{\underline{x}}(t_k) - \underline{x}(t_k)\right)\left(\hat{\underline{x}}(t_k) - \underline{x}(t_k)\right)^T\right\} \quad (8.9)$$

mit dem Schätzfehler $\left(\hat{\underline{x}}(t_k) - \underline{x}(t_k)\right)$. Die Fehlerkovarianzmatrix \mathbf{P} ist ein Maß für die Unsicherheit der geschätzten Parameter und wird zur Berechnung der Rückführverstärkung \mathbf{K} benötigt.

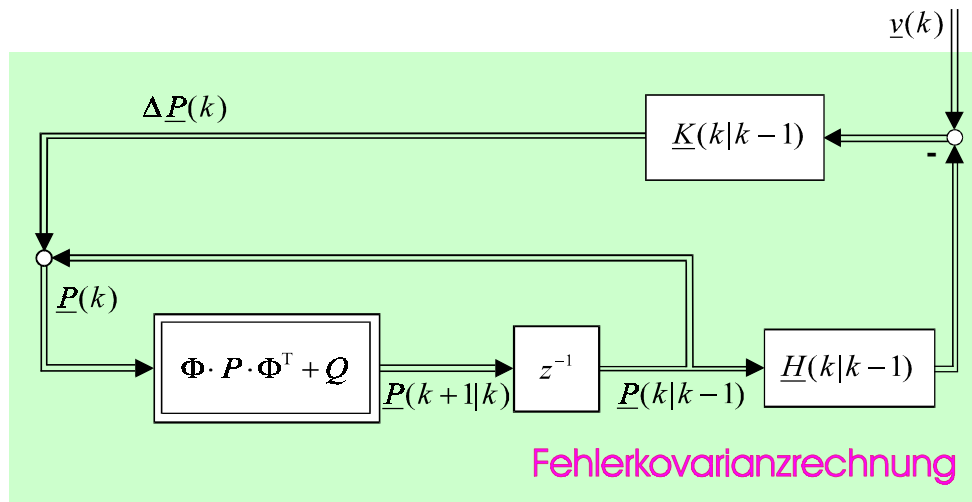


Bild 8.8: Blockschaltbild der Fehlerkovarianzrechnung

Im Gegensatz zur Erwartungswertrechnung wird die Fehlerkovarianzrechnung beim erweiterten Kalman-Filter mit einem linearisierten Modell durchgeführt. Dazu wird das Filtermodell durch eine Taylorreihenentwicklung 1.Ordnung um den Arbeitspunkt des geschätzten Zustands approximiert. Die Linearisierung führt auf die Jakobi-Matrizen der nichtlinearen System- und Meßgleichung:

$$\mathbf{H}(t_k) = \left. \frac{\partial h[\underline{x}(t_k), t_k]}{\partial \underline{x}(t_k)} \right|_{\underline{x}=\hat{\underline{x}}} \quad (8.10)$$

$$\mathbf{F}(t_k) = \left. \frac{\partial f[\underline{x}(t), t_k]}{\partial \underline{x}(t)} \right|_{\underline{x}=\hat{\underline{x}}} \quad (8.11)$$

Die notwendige numerische Integration in zeitkontinuierlicher Systemdarstellung wird im Diskreten durch die Bestimmung der Transitionsmatrix Φ mittels Z-Transformation ersetzt

$$\Phi(t_{k+1}, t_k) = Z\{\mathbf{F}(t_k)\} \quad (8.12)$$

Der Filteralgorithmus

Die Berechnung der Schätzwerte sowie der Fehlerkovarianzmatrix geschieht beim EKF rekursiv. Das Verfahren ist dadurch prinzipiell echtzeitfähig. Die Gleichungen sind zu den Zeitpunkten t_k definiert. Die Initialisierung des Filters erfolgt mit den Startwerten für den Zustandsvektor $\hat{\underline{x}}(t_0|t_{-1})$, der Anfangsfehlerkovarianzmatrix $\mathbf{P}(t_0|t_{-1})$ sowie der Vorgabe der vermuteten Kovarianzen des Meßrauschens $\mathbf{R}(t_0)$ und des Systemrauschens $\mathbf{Q}(t_0)$. Da die Kovarianzrechnung mit einem zeitdiskreten Systemmodell durchgeführt wird, ist die Matrix \mathbf{Q} , welche im Kontinuierlichen eine Leistungsdichte darstellt, ebenfalls eine Kovarianz. Der eigentliche Filteralgorithmus läßt sich in zwei Stufen einteilen[52]:

- *Prädiktion*: zwischen den Meßpunkten erfolgt die Vorhersage der Zustände für den nächsten Abtastschritt.
- *Filterung*: beim Eintreffen neuer Meßwerte werden die vorausgesagten Zustände korrigiert.

Im folgenden werden die für die beiden Schritte notwendigen Gleichungen zusammengefasst.

Diskrete Filterung

Bei bekannten Prädiktionswerten des Zustandsvektors $\hat{\underline{x}}(t_k|t_{k-1})$ und der Kovarianzmatrix $\mathbf{P}(t_k|t_{k-1})$ wird die Änderung der Schätzwerte beim Eintreffen der nächsten Meßwerte $\underline{y}(t_k)$ berechnet:

$$\hat{\underline{x}}(t_k|t_k) = \hat{\underline{x}}(t_k|t_{k-1}) + \mathbf{K}(t_k) \cdot \left(\underline{y}(t_k) - \underline{h}[\hat{\underline{x}}(t_k|t_{k-1}), t_k] \right) \quad (8.13)$$

$$\mathbf{P}(t_k|t_k) = [\mathbf{I} - \mathbf{K}(t_k) \cdot \mathbf{H}(t_k)] \cdot \mathbf{P}(t_k|t_{k-1}) \quad (8.14)$$

mit der Verstärkungsmatrix:

$$\mathbf{K}(t_k) = \mathbf{P}(t_k|t_{k-1}) \cdot \mathbf{H}^T(t_k) \cdot [\mathbf{H}(t_k) \cdot \mathbf{P}(t_k|t_{k-1}) \cdot \mathbf{H}^T(t_k) + \mathbf{R}(t_k)]^{-1} \quad (8.15)$$

und der Jakobi-Matrix der Meßgleichung:

$$\mathbf{H}(t_k) = \frac{\partial \underline{h}[\underline{x}(t_k), t_k]}{\partial \underline{x}(t_k)} \quad (8.16)$$

Für die angenommene Kovarianz des Meßrauschens gilt:

$$\mathbf{R}(t_k) = E\{\underline{v}(t_k) \cdot \underline{v}^T(t_k)\} \quad (8.17)$$

Für den Zustandsvektor und die Kovarianz werden als Startwerte vorgegeben:

$$\hat{\underline{x}}(t_0|t_{-1}) = \hat{\underline{x}}(t_0) \quad (8.18)$$

$$\mathbf{P}(t_0|t_{-1}) = \mathbf{P}(t_0) \quad (8.19)$$

Kontinuierliche Prädiktion

Bei bekannten Filterwerten $\hat{\underline{x}}(t_{k-1}|t_{k-1})$, $\mathbf{P}(t_{k-1}|t_{k-1})$ wird die Änderung der Schätzwerte infolge der Streckendynamik berechnet:

$$\frac{d\hat{\underline{x}}(t|t_k)}{dt} = \underline{f}[\hat{\underline{x}}(t), t], t_k \leq t < t_{k+1} \quad (8.20)$$

$$\hat{\underline{x}}(t_{k+1}|t_k) = \hat{\underline{x}}(t_k|t_k) + \int_{t_k}^{t_{k+1}} \underline{f}[\hat{\underline{x}}(t|t_k), t] dt \quad (8.21)$$

$$\mathbf{P}(t_{k+1}|t_k) = \Phi(t_{k+1}, t_k) \cdot \mathbf{P}(t_k|t_k) \cdot \Phi^T(t_{k+1}, t_k) + \mathbf{Q} \quad (8.22)$$

Dabei stellt

$$\mathbf{F}(t_k) = \frac{\partial \underline{f}[\underline{x}(t), t_k]}{\partial \underline{x}(t)} \quad (8.23)$$

die Jakobi-Matrix der Systemgleichungen,

$$\Phi(t_{k+1}, t_k) = Z\{\mathbf{F}(t_k)\} \quad (8.24)$$

die durch die Z-Transformation erhaltene Transitionsmatrix und

$$\mathbf{Q} = \mathbf{Q}(t_k) = E\{\underline{w}(t_k) \cdot \underline{w}^T(t_k)\} \quad (8.25)$$

die als konstant angenommene Kovarianz des Systemrauschens dar.

Wahl der Filterparameter

Dem Filteralgorithmus müssen geeignete Startwerte für die Schätzzustände $\hat{\underline{x}}(t_0|t_{-1})$, und die Kovarianzmatrizen $\mathbf{P}(t_0|t_{-1})$, $\mathbf{R}(t_0)$ und $\mathbf{Q}(t_0)$ vorgegeben werden. Eine allgemeingültige Aussage über die Wahl der Startwerte kann nicht angegeben werden, da diese anwendungsabhängig festzulegen sind. Vor allem die Parametrierung der Systemrauschmatrix \mathbf{Q} ist ein Vorgang, den man als Feintuning des Filters bezeichnen kann. Die folgenden Angaben sind deshalb nur als Orientierungshilfe zu sehen.

Anfangswerte für Zustände und Parameter (Schätzvektor $\hat{\underline{x}}(t_0|t_{-1})$)

Die zu schätzenden Systemparameter sind basierend auf theoretischen Voruntersuchungen (Berechnungen, Messungen, Datenblätter, Erfahrungswerte) festzulegen. Die Zustände werden im erwarteten Bereich auf mittlere Werte gesetzt.

Startwerte für die Fehlerkovarianz $\mathbf{P}_0 = \mathbf{P}(t_0|t_{-1})$

Die Anfangsfehlerkovarianzen werden entsprechend der Größe der angenommenen Parameterfehler angesetzt. Die Anfangsfehlerkovarianz ist ein Maß dafür, wie stark ein Parameter bzw.

Zustand vom vorgegebenen Anfangsschätzwert (Anfangswert des Parameters bzw. Zustandes) abweichen kann. D.h. je sicherer man bei der Wahl des Startwertes eines zu schätzenden Parameters ist, um so geringer kann der Wert der zugehörigen Fehlerkovarianz angegeben werden. Als Abschätzung kann das Quadrat der Differenz von mittlerem und maximalem Wert des Parameters bzw. Zustandes für \mathbf{P}_0 bestimmt werden.

Kovarianz des Systemrauschens \mathbf{Q}

Das Systemrauschen ist ein Maß dafür, wie stark sich ein Schätzwert während eines Abtastschrittes verändern kann. Es kann auch als Einstellparameter für die Empfindlichkeit gegenüber Systemänderungen interpretiert werden. D.h. mit einem größeren Wert in der Q-Matrix reagieren die zu schätzenden Parameter schneller auf eine Systemänderung. Gleichzeitig ergibt sich aber auch ein rauherer Schätzverlauf (stärkere Parameterschwankungen). Es muß bei der Angabe der Systemrauschkovarianzen deshalb ein Kompromiß zwischen der Güte der Identifikation und der Reaktionsgeschwindigkeit auf Parameteränderungen geschlossen werden.

Kovarianz des Meßrauschens \mathbf{R}

Durch die Kovarianz des Meßrauschens läßt sich die Unsicherheit der von den Sensoren gelieferten Meßwerte berücksichtigen. Sie ist ein Maß für die Genauigkeit der Meßwerte und bestimmt, wie stark die Sensorinformation in die Identifikation eingeht. Ein starkes Meßrauschen führt dazu, daß die Meßwerte bei der Berechnung der Filterverstärkung \mathbf{K} geringer gewichtet werden (siehe Gl. (8.15)). Das Meßrauschen kann meßtechnisch bestimmt werden.

Güte der Identifikation

Die Wahl der Anregung hat einen großen Einfluß auf die Beobachtbarkeit der Schätzgrößen und damit auf die Qualität der Identifikation. Um zu einer zuverlässigen Identifikation zu gelangen, ist ein Anregungssignal notwendig, welches die Eigenwerte des Prozesses ausreichend anregt. Es ist also wiederum vom zu identifizierenden Prozeß abhängig, ob natürliche, im Betrieb auftretende Signale hinreichend anregend sind oder ob die Aufschaltung künstlich erzeugter Testsignale (z.B. Pseudo-Rausch-Binär-Signal) notwendig ist. Beim EKF sind die geschätzten Fehlerkovarianzen ein Maß für die Schätzgüte der einzelnen Zustände und Parameter. Die Auswertung gibt Aufschluß darüber, ob eine Schätzgröße ungenügend angeregt wurde oder eventuell schlecht beobachtbar ist.

8.4 Simulationsergebnisse für einen Hydrozylinder mit dem erweiterten Kalman-Filter

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Parameteridentifikation am Hydrozylinder im fehlerfreien und fehlerbehafteten Fall mit dem erweiterten Kalman-Filter dargestellt.

8.4.1 Schätzergebnisse am Hydrozylinder für fehlerfreien Zustand: „ohne Leckage“

Für die verwendeten Gleichungen zum Druckaufbau in den Zylinderkammern werden gleiche Annahmen wie im Abschnitt 8.2 getroffen bis auf die Überdeckungen ($y_{01..04}$) des Ventilschiebers, da diese geschätzt werden. Zur Beschreibung des Druckaufbaus werden also im EKF die Gleichungen

$$\dot{p}_A(t) = \frac{E'_{öl}}{V_{A0} + A_A y_K(t)} \cdot (Q_1(t) - Q_2(t) - A_A \dot{y}_K(t) - Q_{Li}(t)) \quad (8.25)$$

$$\dot{p}_B(t) = -\frac{E'_{öl}}{V_{B0} - A_B y_K(t)} \cdot (Q_3(t) - Q_4(t) - A_B \dot{y}_K(t) - Q_{Li}(t)) \quad (8.26)$$

mit den Steuerkantendurchflüssen $Q_{1..4}(t)$ nach Gleichung (7.4) bis (7.7) und dem inneren Leckstrom $Q_{Li}(t)$ gemäß Gleichung (5.10) verwendet. Der Zustandsvektor wird zusätzlich zu den dynamischen Prozeßzuständen noch mit den zu schätzenden Parametern erweitert. Das Filtermodell besteht also aus den Kammerdrücken und den Parametern für die innere Leckage sowie Ersatzkompressionsmodul $E'_{öl}$ und Überdeckungen des Ventils:

$$\underline{x}^T = [p_A \quad p_B \mid K_L \quad \alpha^* \quad E'_{öl} \quad y_{01} \quad y_{02} \quad y_{03} \quad y_{04}] \quad (8.27)$$

$$\underline{u}^T = [y_s \quad \dot{y}_K \quad y_K \quad p_P \quad p_T], \quad \underline{y}^T = [p_A \quad p_B] \quad (8.28)$$

Bei einem Systemdruck von 60 bar wird das Ventil mit dem in Bild 8.2 dargestellten PRB-Signal angeregt. Die Messung am Versuchstand erfolgte mit einer Abtastfrequenz von 1kHz (gemessen werden: Kammerdrücke p_A und p_B , Systemdruck p_P , Tankdruck p_T , Kolbenposition y_K und Ventilschieberposition y_s). Da die Parameter K_L und α^* bei der Identifikation der Überdeckungen nicht mitgeschätzt werden, ergibt sich der Zustandsvektor:

$$\underline{x}^T = [p_A \quad p_B \mid E'_{öl} \quad y_{01} \quad y_{02} \quad y_{03} \quad y_{04}] \quad (8.29)$$

Die Ein- und Ausgangsvektoren entsprechen den Vektoren aus Gleichung (8.28). Für die Schätzparameter werden die Startwerte verwendet:

$$\hat{\underline{x}}(t_0) = [\underline{y}(1,1) \quad \underline{y}(2,1) \quad 9 \cdot 10^8 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T \quad (8.30)$$

Entsprechend der Größe der angenommenen Parameterfehler werden die zugehörigen Anfangsfehlerkovarianzen angesetzt:

$$\text{diag}\{\mathbf{P}_0\} = [10^{10} \quad 10^{10} \quad 10^{16} \quad 10^{-10} \quad 10^{-10} \quad 10^{-10} \quad 10^{-10}]^T \quad (8.31)$$

Für die Kovarianz des Systemrauschens werden die folgenden Werte vorgegeben:

$$\text{diag}\{\mathbf{Q}\} = [0 \quad 0 \quad 5 \cdot 10^{13} \quad 2 \cdot 10^{-18} \quad 2 \cdot 10^{-18} \quad 2 \cdot 10^{-18} \quad 2 \cdot 10^{-18}]^T \quad (8.32)$$

Die Kovarianzmatrix des Meßrauschens ist bestimmt durch die Meßgenauigkeit der Drucksensoren:

$$\text{diag}\{\mathbf{R}\} = [10^{10} \quad 10^{10}]^T \quad (8.33)$$

Zur Verifizierung der dynamischen Prozeßzustände des Hydrozylindermodells erfolgt ein Vergleich von Daten aus Messungen mit Ergebnissen der Simulation bei der Anregung des Ventils mit dem PRB-Signal, das auch zur Parameteridentifikation verwendet wurde. Die Meßdauer beträgt 10 s. Das Bild 8.9 zeigt einen Vergleich von Messung und Simulation des Druckes in Zylinderkammer A. Es zeigt ein Fenster von 9,5 bis 10 s aus dem Ende des Zeitbereiches. Man erkennt den Verlauf der Simulation und der Messung, aus deren Differenz sich das Residuum errechnet.

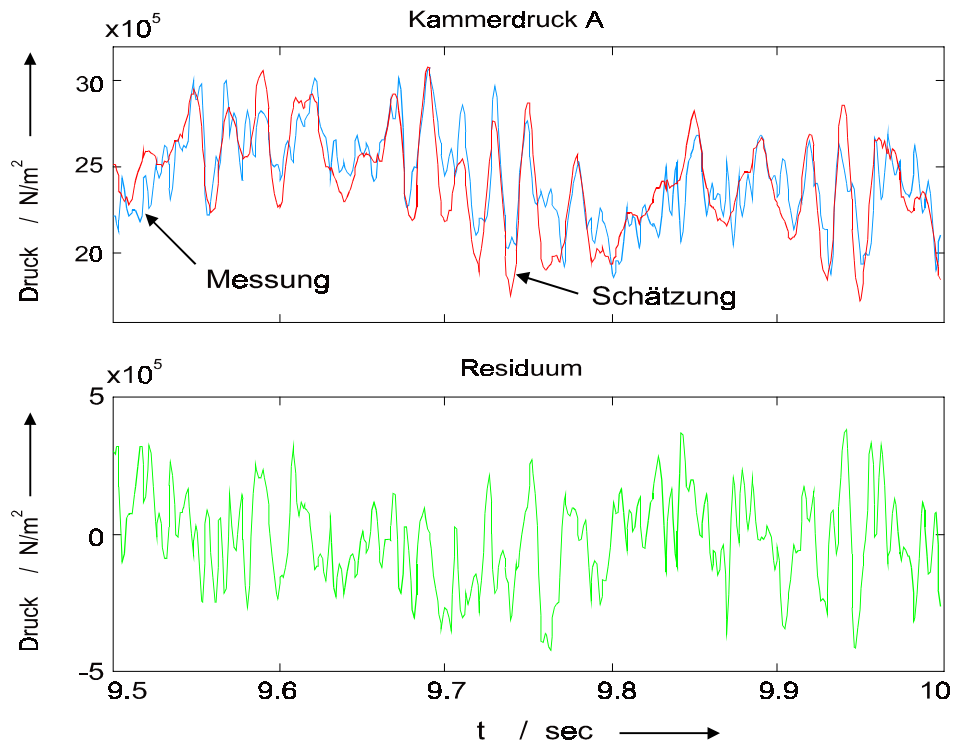


Bild 8.9: Vergleich von gemessenem und geschätztem Druck in Kammer A und Residuen im Normalzustand

Bild 8.10 gibt einen Ausschnitt der entsprechenden Ergebnis für die Druckkammer B wieder. Wie hier anhand des Druckes in den Zylinderkammern zu sehen ist, verlaufen gemessener und simulierter Druck annähernd gleich

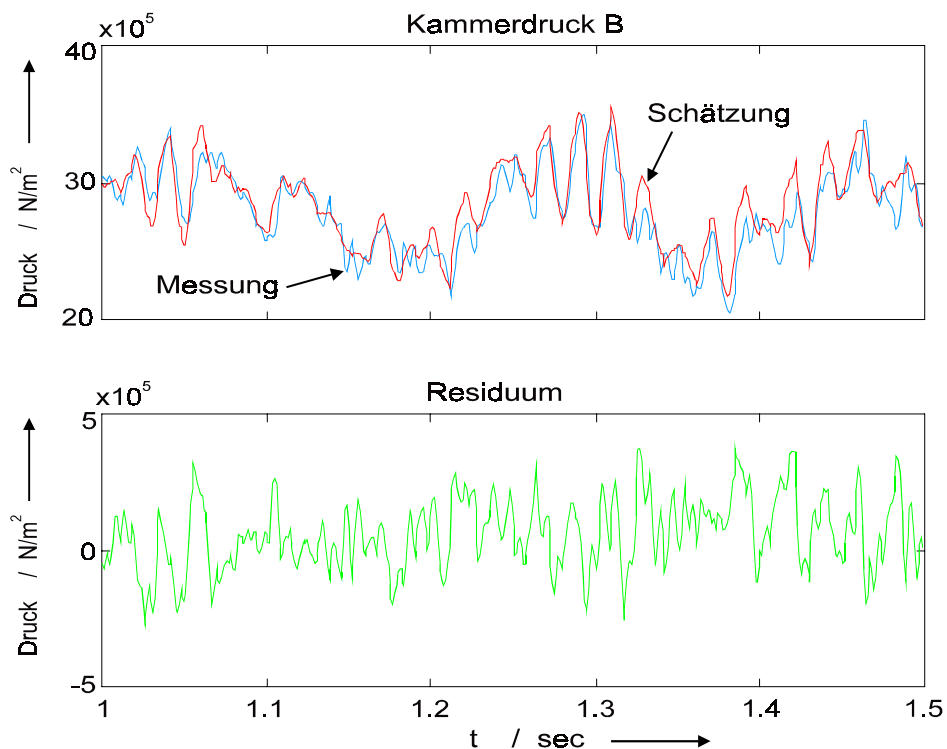


Bild 8.10: Vergleich von gemessenem und geschätztem Druck in Kammer B und Residuen im Normalzustand

Nun werden im folgendem mit dem erweiterten Kalman-Filter die Überdeckungen $y_{01..04}$ des Ventilschiebers und der Ersatzkompressionsmodul E'_{01} identifiziert. Wie die Schätzverläufe in Bild 8.11 zeigen, konvergieren die Überdeckungen mit abnehmender Fehlerkovarianz. Die Angaben der Überdeckungen in Prozent sind auf den maximalen Ventilschieberweg ($y_{\text{smax}}=1\text{mm}$) bezogen.

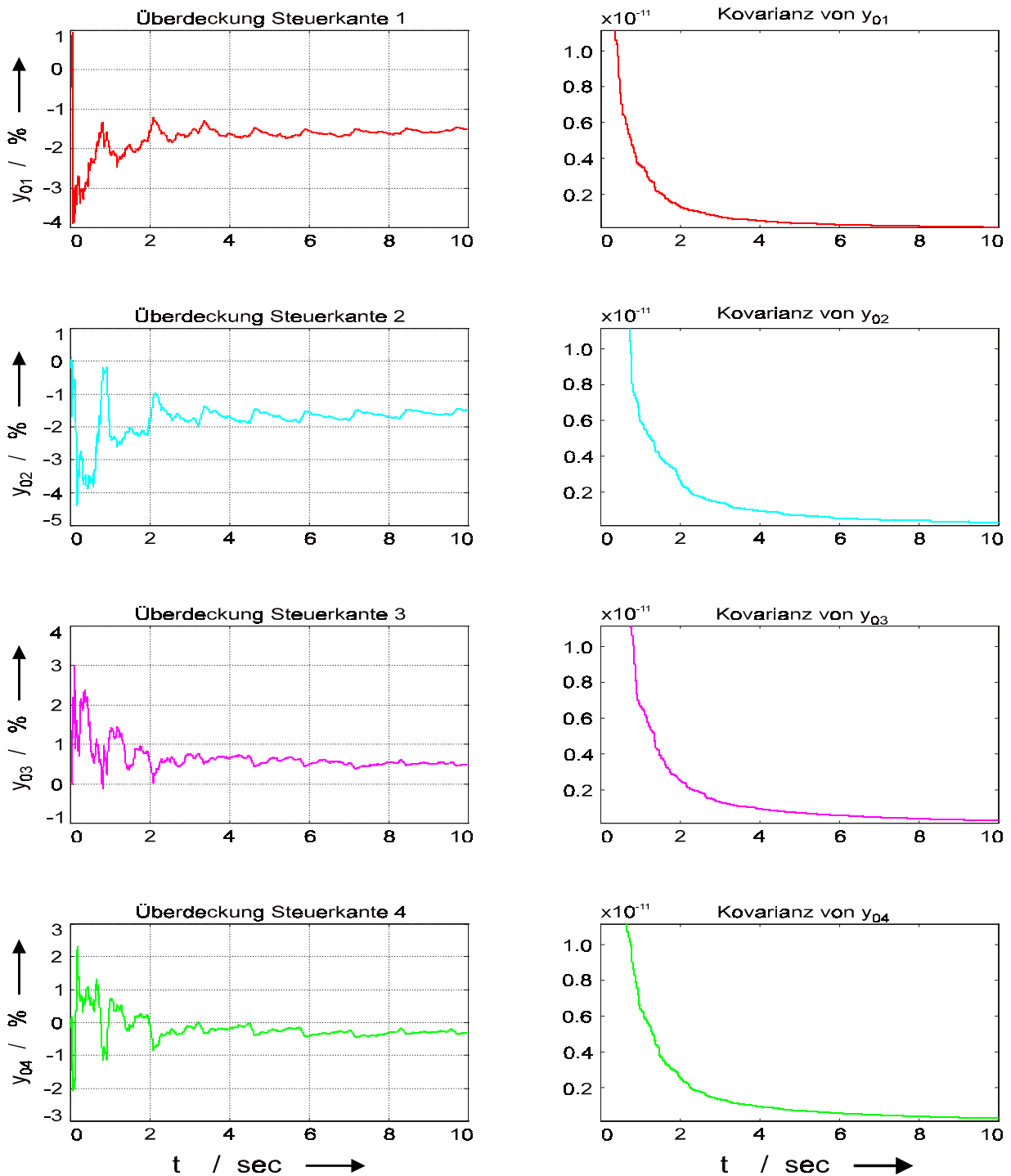


Bild 8.11: Geschätzte Überdeckungen der Ventilsteuerkanten

Die Mittelwertbildung für den Bereich $t=6\text{s}$ bis $t=8\text{s}$ führt auf folgende Werte für die Steuerkantenüberdeckungen:

$$y_{01} = -1.55 \% ; y_{02} = -1.6 \% ; y_{03} = 0.5 \% ; y_{04} = -0.3 \%$$

Wie den Darstellungen in Bild 8.11 zu entnehmen ist, streben die Schätzwerte für die Überdeckungen gegen konstante Werte. Ein Verschleiß der Steuerkanten würde sich durch entsprechend veränderte Werte bemerkbar machen. Der Wert des simulierten Ersatzkompressionsmoduls $E'_{\text{öl}}$ (Bild 8.12) schwankt, aufgrund der Druckabhängigkeit, zwischen $0.6 \dots 1.2 \cdot 10^9 \text{ [N/m}^2\text{]}$ und liegt damit im erwarteten Bereich.

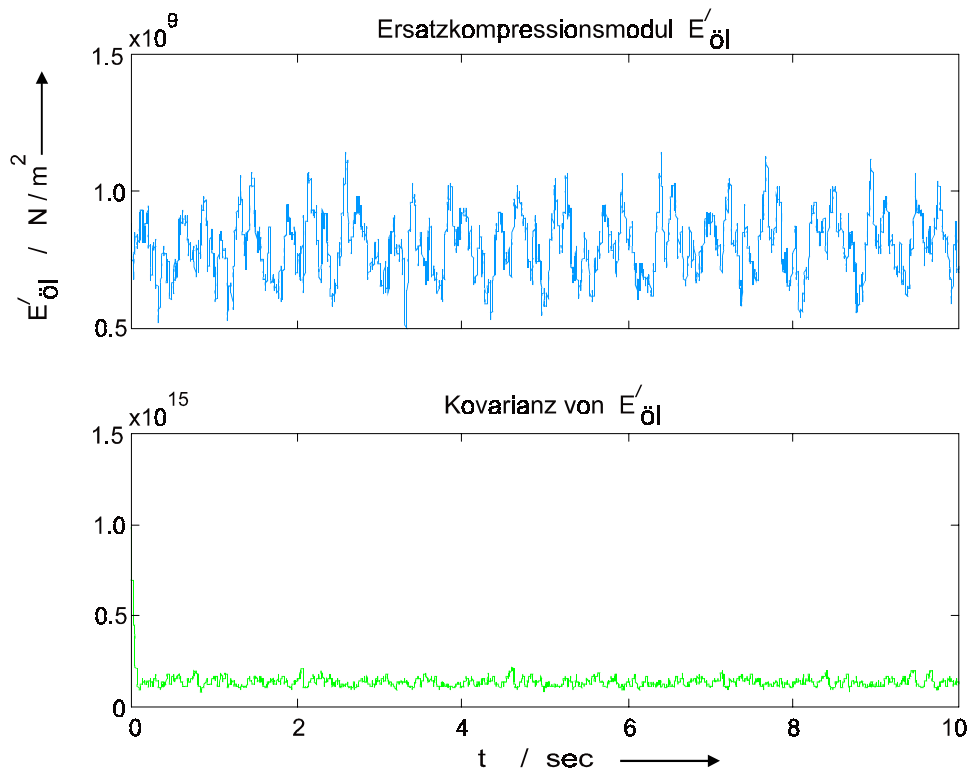


Bild 8.12: Schätzverlauf des Ersatzkompressionsmoduls $E'_{\text{öl}}$ für fehlerfreien Zustand

8.4.2 Schätzergebnisse am Hydrozylinder im Fehlerfall (mit erhöhter Leckage)

Damit sich eine erhöhte innere Leckage direkt in dem geschätzten Parameter K_L abzeichnet, werden für die Überdeckungen die in Abschnitt 8.4.1 identifizierten Werte vorgegeben. Das Ventil wird wieder mit dem in Bild 8.2 dargestellten PRB-Signal angeregt. Die Meßdatenerfassung und -bearbeitung erfolgt in gleicher Weise wie bei dem fehlerfreien Fall. Der Zustandsvektor enthält neben den dynamischen Zuständen (Kammerdrücke) den Parameter für die innere Leckage und den Ersatzkompressionsmodul:

$$\underline{x}^T = [p_A \quad p_B | K_L \quad E'_{öl}] \quad (8.34)$$

Für den Zustandsvektor werden die Anfangswerte vorgegeben:

$$\hat{\underline{x}}(t_0) = [\underline{y}(1,1) \quad \underline{y}(2,1) \quad 10^{-12} \quad 9 \cdot 10^8]^T \quad (8.35)$$

Für den Leckölkoeffizienten K_L wird ein aus der Literatur bekannter Wert $K_L = 10^{-12} \text{ m}^4/\text{s}/\text{kg}$ für Hydraulikzylinder verwendet. Anfangsfehlerkovarianzen werden vorgegeben:

$$\text{diag}\{\mathbf{P}_0\} = [10^{10} \quad 10^{10} \quad 10^{-26} \quad 10^{16}]^T \quad (8.36)$$

Für die Kovarianz des Systemrauschens werden die folgenden Werte angesetzt:

$$\text{diag}\{\mathbf{Q}\} = [0 \quad 0 \quad 3 \cdot 10^{-30} \quad 5 \cdot 10^{13}]^T \quad (8.37)$$

Die Kovarianzmatrix des Meßrauschens bleibt unverändert:

$$\text{diag}\{\mathbf{R}\} = [10^{10} \quad 10^{10}]^T \quad (8.38)$$

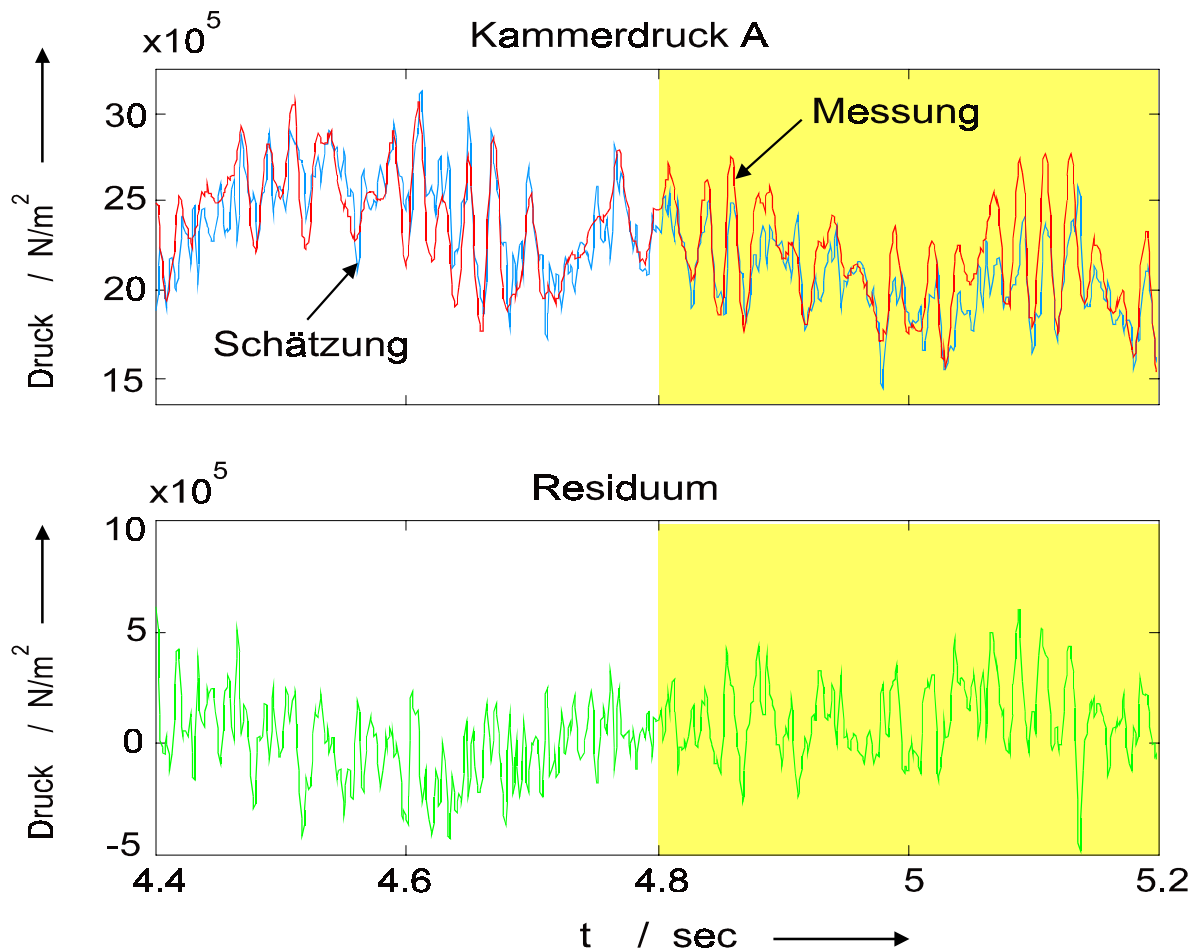


Bild 8.13: Vergleich von gemessenem und geschätztem Druck in Kammer A und Residuen im fehlerbehafteten Zustand

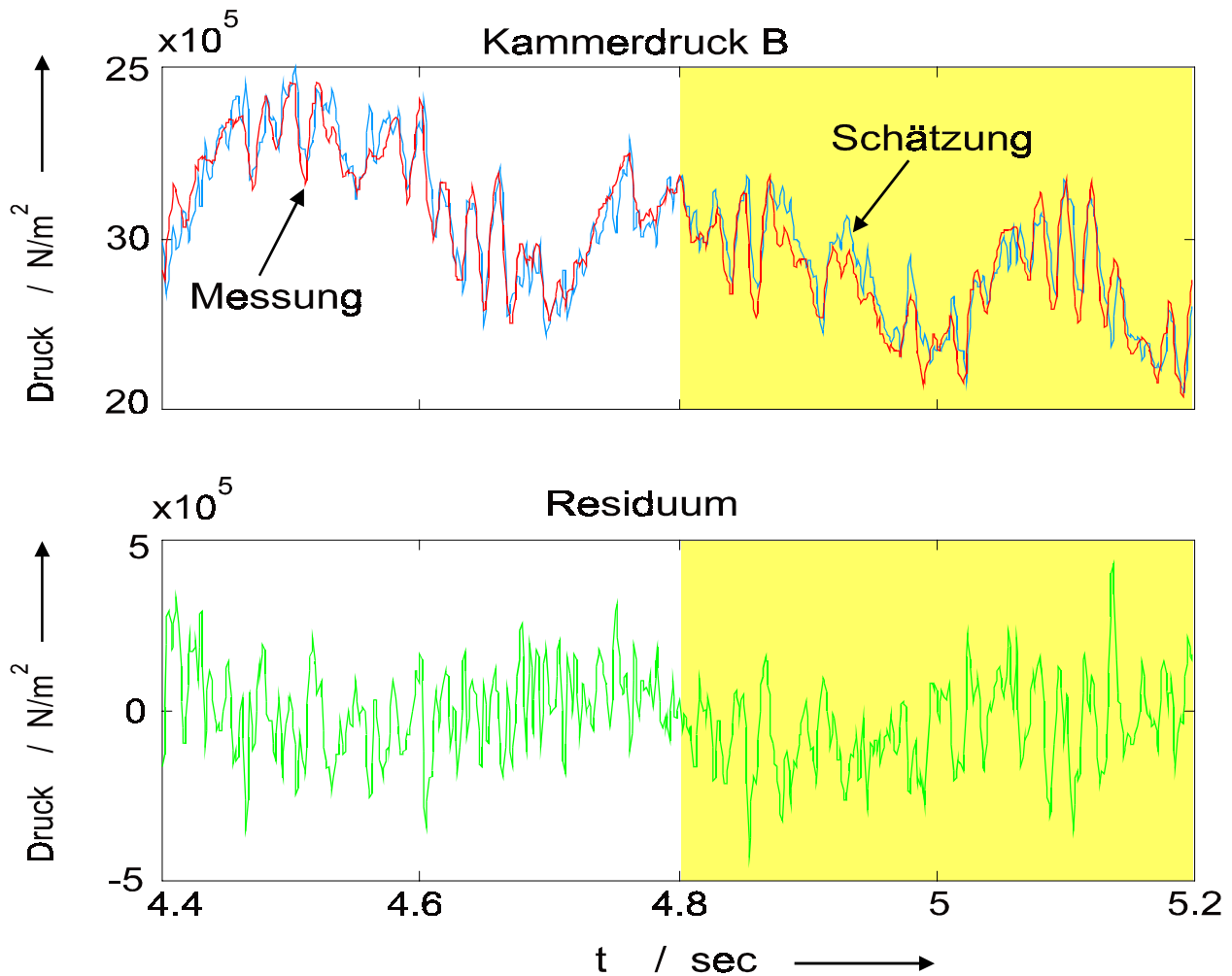


Bild 8.14: Vergleich von gemessenem und geschätztem Druck in Kammer B und Residuen im fehlerbehafteten Zustand

Wie aus den Bildern (Bild 8.9, Bild 8.10, Bild 8.13, Bild 8.14) zu erkennen ist, stimmen die Messungen und die Simulationen gut überein.

Das Öffnen des Bypasses hat auf die Zylinderkammerdrücke eine so geringe Auswirkung, daß anhand des gemessenen bzw. simulierten Druckverlaufs nicht zu erkennen ist, ob der Bypass geöffnet oder geschlossen ist. Auch anhand des Residuums läßt sich darüber keine Aussage treffen.

Zur Simulation einer erhöhten inneren Leckage (vgl. Abschnitt 8.2) ist zum Zeitpunkt $t=4.8\text{s}$ ein Bypassrohr geöffnet worden. Der Bereich, in dem der Bypass geöffnet ist, ist in den betreffenden Bildern grau hinterlegt. Die Fehleridentifikation erfolgt anhand einer Veränderung der Parameter, die im geschätzten Zustandsvektor enthalten sind. Bild 8.15 zeigt den Verlauf des identifizierten Leckölkoefizient K_L .

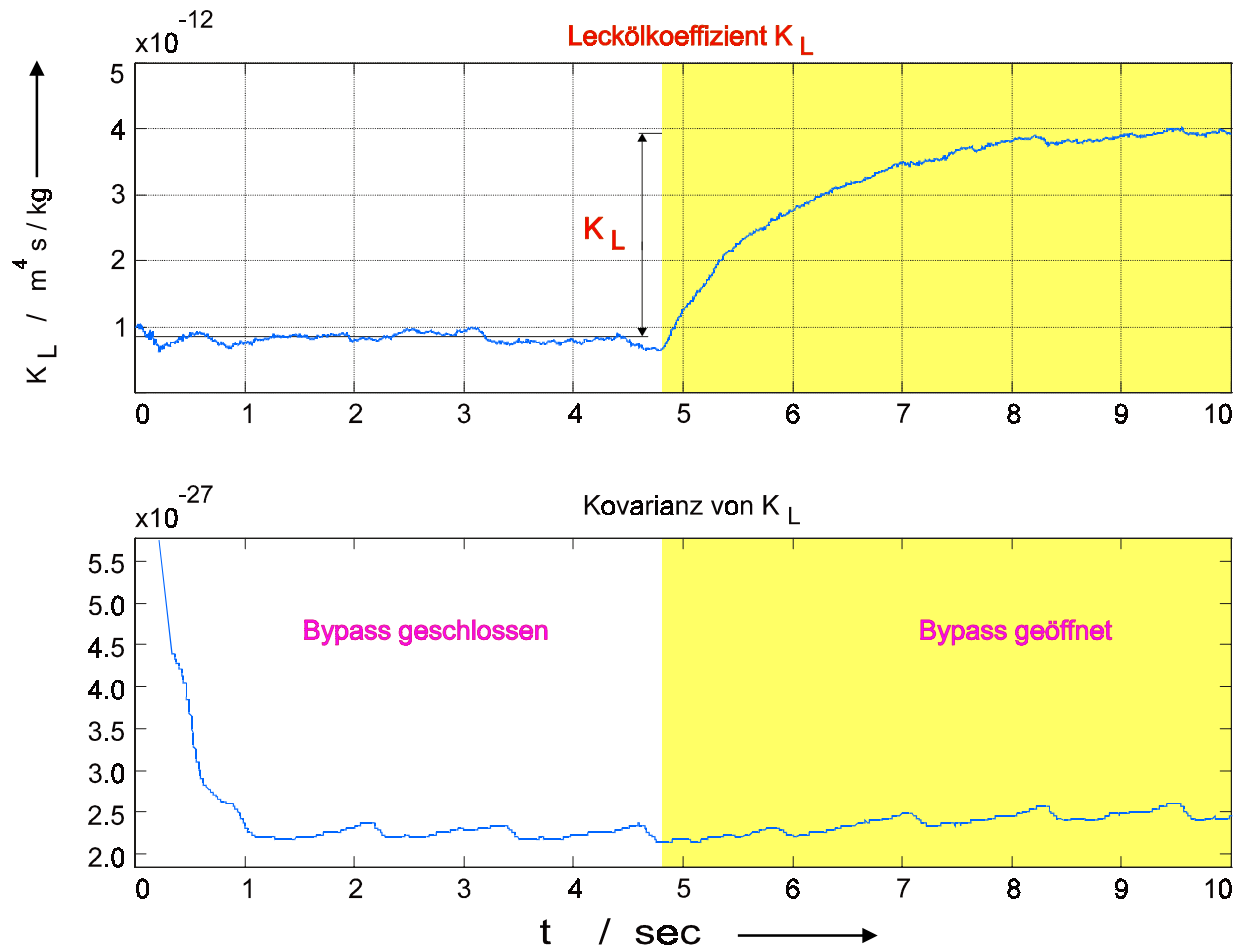


Bild 8.15: Kennlinie des simulierten Leckölkoeffizienten

Bevor der Bypass geöffnet wird, ergibt sich der Mittelwert des simulierten Leckölkoeffizienten zu $K_L = 8.5 \cdot 10^{-13} [\text{m}^4 \text{s/kg}]$. Der laminare Durchflußbeiwert des zugeschalteten Bypassrohres läßt sich mit Gleichung (5.8) berechnen. Für die Viskosität des Öls wird hierzu der entsprechende Wert, bei einer zum Zeitpunkt der Messung herrschenden Öltemperatur $T_{\text{öl}} = 28^\circ \text{C}$ verwendet (vgl. Abschnitt 8.2.2). Der um den Durchflußbeiwert des Bypasses erhöhte Wert des Parameters K_L wird zuverlässig identifiziert. Der simulierten Leckölkoeffizient (Bild 8.15) konvergiert gegen den sich durch Addition ergebenden Wert $K_L \approx 3.9 \cdot 10^{-12} \text{ m}^4 \text{s/kg}$.

Der geschätzte Wert des Ersatzkompressionsmoduls $E'_{\text{öl}}$ (Bild 8.16) variiert wieder druckabhängig im Bereich zwischen $0.6 \dots 1.2 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$.

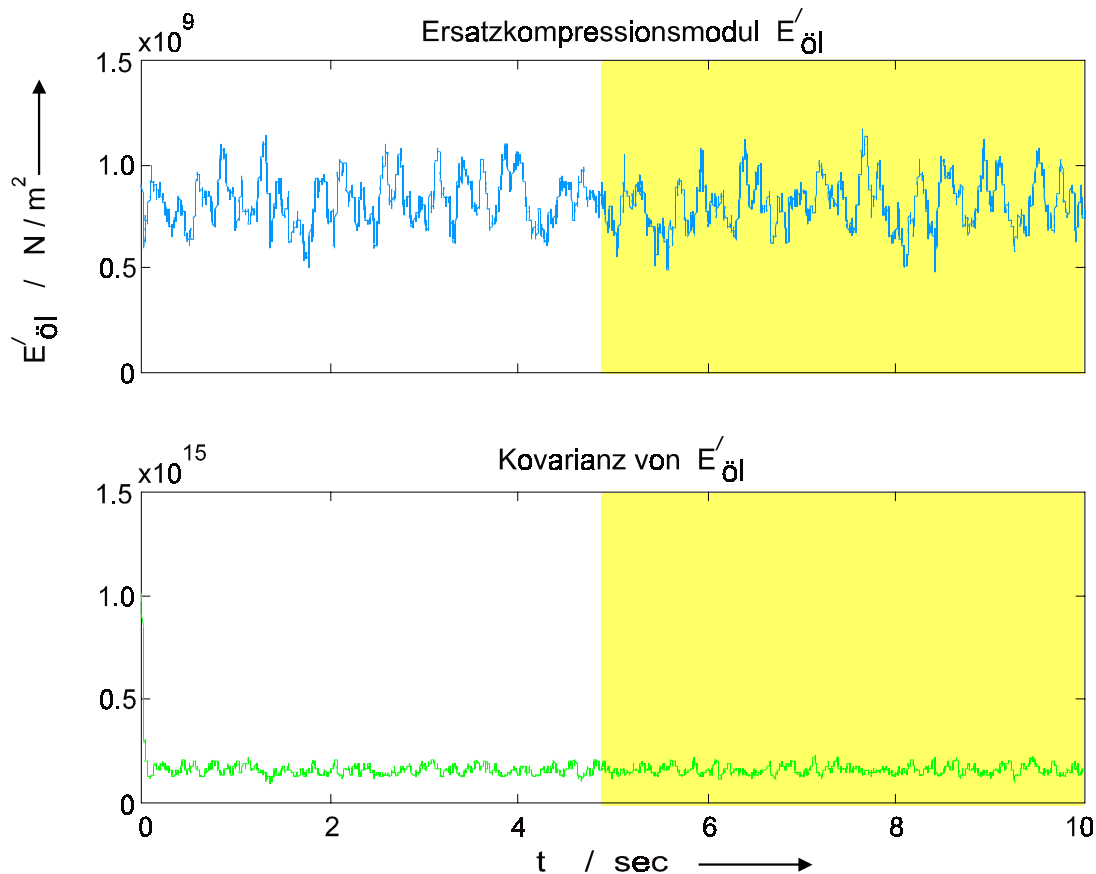


Bild 8.16: geschätzter Kompressionsmodul bei fehlerbehafteter Messung

8.4.3 Diskussion der Ergebnisse

Trotz der relativ großen Residuen der Kammerdrücke sind die Ergebnisse der Parameteridentifikation am Hydrozylinder sehr gut. Die Ursachen für die Abweichungen der geschätzten Drücke \hat{p}_A , \hat{p}_B von den gemessenen Drücken p_A , p_B werden nachfolgend erläutert. Als Ursache für die starken Schwankungen um den Mittelwert des Schätzverlaufs sind zu nennen:

- die zur Berechnung des Drucks verwendete Zylinderkolbengeschwindigkeit \dot{y}_K . Diese wurde mittels numerischer Differentiation aus den Meßwerten des Kolbenweges y_K erzeugt. Das bekannte Problem der numerischen Differentiation, die Verstärkung höherfrequenter Störanteile (z.B. Quantisierungsrauschen), führt auf ein stark verrauschtes Geschwindigkeitssignal und somit auf eine ungenaue Identifikation der Drücke. Eine Tiefpaßfilterung des Weg- bzw. Geschwindigkeitssignals hat einen Dynamikverlust zur Folge und bewirkt deshalb keine Verbesserung. Der fehlerfreie Einsatz eines Zustandsvariablenfilters zur Bestimmung der Geschwindigkeit ist auf lineare Prozesse beschränkt. Die Verwendung eines Geschwindigkeitsaufnehmers wäre die einfachste, aber zugleich auch die teuerste Lösung. Abhilfe könnte auch die Hardware-Realisierung eines Differenzierfilters schaffen.

- die Modellungenauigkeit für die Differenz zwischen Identifikation und Messung. Anhand durchgeführter Simulationen hat sich gezeigt, daß vor allem die für den Druckaufbau in Kammer A verantwortlichen Volumenströme $Q_1(t)$ und $Q_2(t)$ durch die Gleichungen (7.4) und (7.5) nur ungenau beschrieben werden. Da hingegen die Volumenströme $Q_3(t)$ und $Q_4(t)$ mit den Gleichungen (7.6) und (7.7) nahezu exakt wiedergegeben werden, könnten eventuell Fertigungstoleranzen ausschlaggebend für die Abweichungen sein.
- zusätzliche, bisher nicht berücksichtigte Einflußgrößen (z.B. Drosselverluste über den Steuerkanten).

Zusammenfassung

Im rein hydraulisch/mechanischen Modell des Hydrozylinders mit Vierkantensteuerung konnte direkt das zeitkontinuierliche, physikalische Prozeßmodell implementiert werden. Die Schätzergebnisse in Kapitel 8.4.1 und 8.4.2 sind entsprechend sehr gut.

In diesem Abschnitt wurde ein nichtlineares Optimalfilter zur Parameterschätzung und Fehleridentifikation an einem hydraulischen Linearantrieb eingesetzt. Es handelt sich bei dem verwendeten Filter um das kontinuierlich-diskrete, erweiterte Kalman-Filter mit einer Erweiterung des Zustandsvektors um die zu schätzenden Parameter. Damit konnten die Nichtlinearitäten des Mehrgrößensystems berücksichtigt werden. Aus einer Änderung der geschätzten physikalischen Parameter ist eine direkte Bestimmung der Fehlerursache möglich. Grundlage der Parameteridentifikation bildet ein den Prozeß hinreichend genau beschreibendes, mathematisches Modell. Bei der Modellierung des hydraulischen Lineartriebes wurden dabei neue Erkenntnisse über konstruktive Gegebenheiten am verwendeten Ventil berücksichtigt. Der Fehleridentifikation am Hydraulikzylinder ging die Identifikation der Steuerkantenüberdeckungen des Ventilschiebers voraus. Die geschätzten Überdeckungen konvergierten dabei erwartungsgemäß gegen konstante Werte.

Zur Demonstration der Fehleridentifikation wurde künstlich eine erhöhte innere Leckage des Hydraulikzylinders erzeugt, wodurch ein Defekt der Kolbendichtung simuliert wird. Der in das System eingebrachte Fehler wurde sicher erkannt. Der Wert des Leckölkoeffizienten K_L , welcher die Größe der inneren Leckage kennzeichnet, wurde geschätzt. Daher ist anhand des geschätzten Parameters eine direkte Fehlerdiagnose möglich.

Als weitere Aufgabe ist die Identifikation von Fehlern im Ventil (z.B. ein Verschleiß der Steuerkanten oder Fehler im Servoventil, Reibkafterhöhung) zu nennen. Im nächsten Kapitel werden die Möglichkeiten für weitere Fehlersimulationen untersucht.

9 Fehlersimulation durch Prinzip- und Gestaltvariation hydraulischer Ventile

In diesem Kapitel werden nach einer Beschreibung des Ventils mögliche Fehler am Ventil betrachtet und diese Fehler durch Prinzip- und Gestaltvariation für die Simulation realisiert.

9.1 Ventilbeschreibung

Das schnelle 4/4-Wege-Proportionalventil NG6 der R. Bosch GmbH mit der Typ-Nr.: 0811404613 (Bild 9.1) mit angebauter Elektronik kann in die drei wesentlichen Funktionsblöcke: hydraulische Komponente, elektromechanische Komponente und elektronischer Reglerbaustein unterteilt werden.

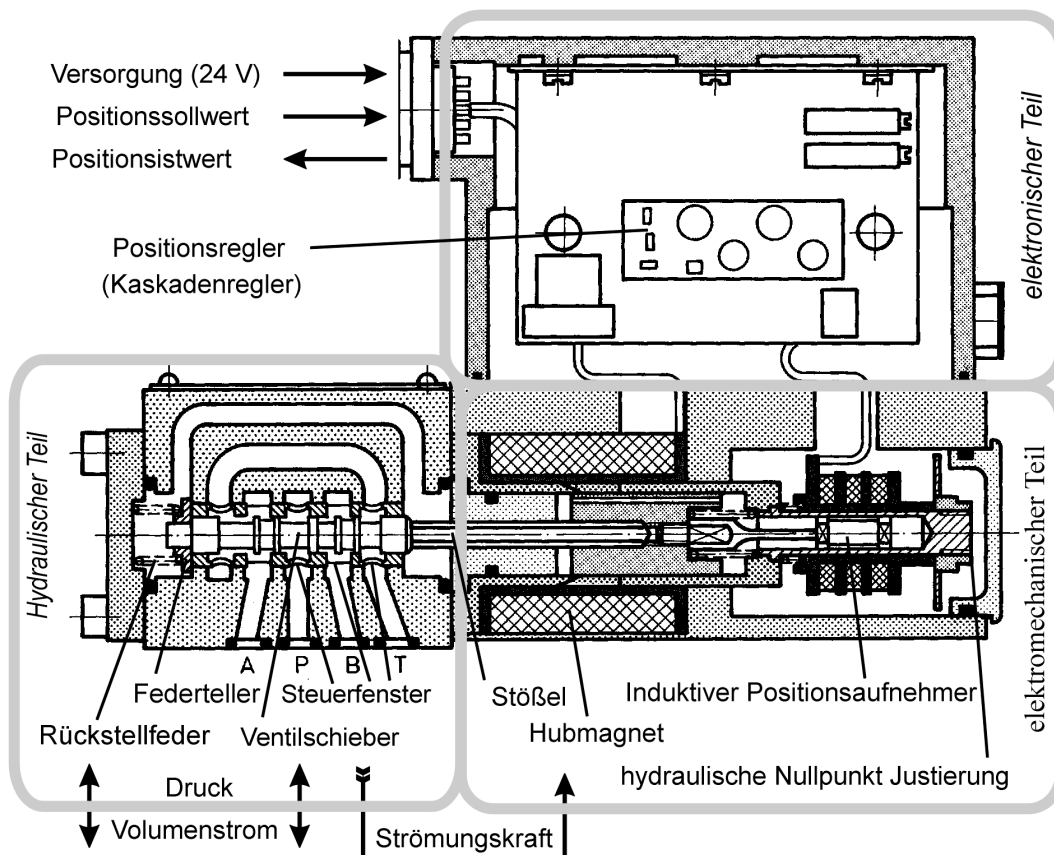


Bild 9.1: Schnittbild (Ventilschema) des schnellen Proportionalventils NG6 (Bosch)

Die gegossene **hydraulische Komponente** ist mit einer eingepreßten und mit entsprechenden Durchbrüchen versehenen Stahlhülse ausgerüstet (Hülseventil). In Verbindung mit dem Schieber wird eine Vierkantensteuerung mit Nullüberdeckung realisiert. Da es sich bei dieser Bauform um ein monostabiles Ventil handelt, wird der Ventilschieber von der Rückstellfeder über einen Federteller gegen den Stößel des Proportionalmotors gedrückt. Dies stellt somit eine

kraftschlüssige Verbindung dar⁴. An der Unterseite des Gehäuses ist ein Lochbild für einen Plattenanschluß nach ISO 4401 vorgesehen.

Die **elektromechanische Komponente** des Ventils enthält den Hubmagnet sowie den Positionsaufnehmer. Der magnetische Kreis der Spule ist in der Mitte unterbrochen. Hier befindet sich der Anker aus ferromagnetischem Material, auf den die Kraft durch das Magnetfeld wirkt. Im Bereich der Unterbrechung des magnetischen Kreises der Spule ist der - ansonsten aus ferromagnetischem Material bestehende - Träger durch ein Messingrohrstück ersetzt (Bild 9.1).

Bei Änderung des Magnetfeldes werden in diesem Messingrohr und im Stößel Ströme induziert, die der Magnetfeldänderung entgegen wirken. Für das dynamische Verhalten ist daher dieses Komponentensystem in erste Näherung als ein Transformator mit kurzgeschlossener Sekundärwicklung anzusehen. Der Stößel ist auf einer Seite über eine Stange mit dem Ventilschieber verbunden und auf der anderen Seite mit dem Kern eines Differentialtransformators (LVDT) zur Positionsbestimmung verbunden.

In einem Aluminiumgehäuse wird der **elektronische Reglerbaustein** („Komponente“) vor Umgebungseinflüssen geschützt. Mittels einer 24 V-Gleichstromquelle wird der Antrieb des Ventils versorgt. Das Regelungskonzept enthält einen übergeordneten PID-Regler, dem ein Stromregelkreis für den Spulenstrom unterlagert ist. Die Endstufe des Verstärkers treibt eine Brückenschaltung von 4 Transistoren zur Versorgung des Magneten. Um die Verlustenergie der Elektronik in Grenzen zu halten und um eine gute Dynamik zu erzielen, wird die Endstufe mit einem pulswidenmodulierten Signal beaufschlagt, dessen Taktfrequenz ca. 9 kHz beträgt (Bild 9.2). Durch die vorhandene Brückenschaltung kann der Magnet, bedingt durch den Spannungssprung von 2×24 V, mit einer Übererregung und Schnellöschung betrieben werden.

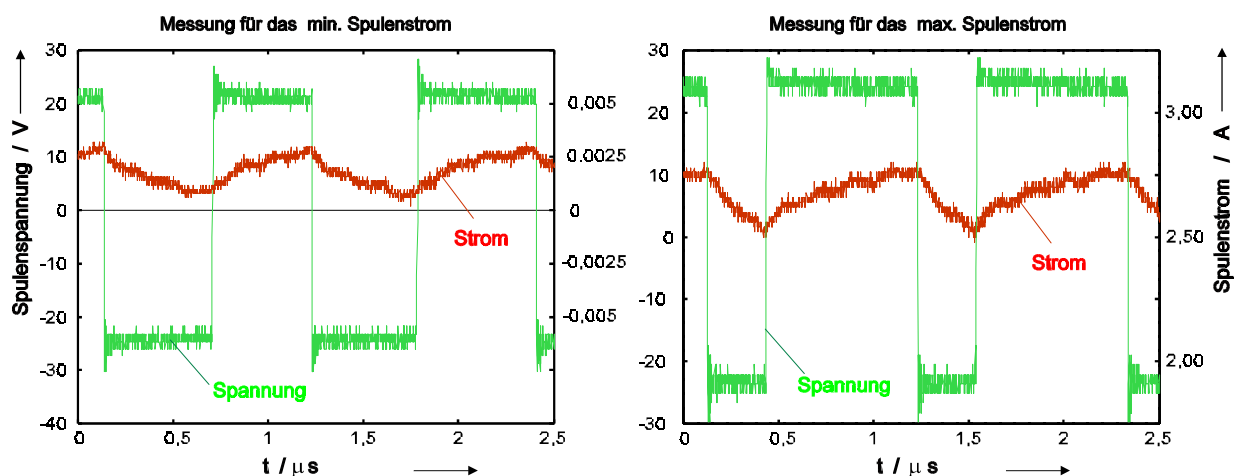


Bild 9.2: Spulenspannung und -strom bei min. und max. Anregung (Steuerung)

⁴ Der energieärmste Zustand wird bei entspannter Rückstellfeder eingenommen. Daher wird dieser Position die „Fail-Save“-Stellung zugeordnet.

9.2 Potentielle Fehlermöglichkeiten des Ventils (hydraulische Komponente)

Die potentiellen Fehler am Steuerschieber eines Proportionalventils wurden im Kapitel 3 beschrieben. Um die möglichen Fehler an einem Ventil durch konstruktive Veränderungen zu simulieren, müssen die konstruktiven Maßnahmen folgende Bedingungen erfüllen:

- Kein zusätzlicher Verschleiß
- Reproduzierbarkeit der Untersuchungen
- normaler, d. h. fehlerfreier, Betrieb muß möglich sein
- keine Sonderfertigungen des Ventils

Die Kriterien gelten als erfüllt, wenn die veränderte Konstruktion Meßwerte liefert, die denen eines Fehlerfalls entsprechen bei unveränderten Durchflußbedingungen.

9.2.1 Fehlersimulation durch Gestaltvariation

Die konstruktive Umsetzung von Verschleiß durch Kavitation/Erosion ist nur über eine direkte Einflußnahme auf die Geometrie des Steuerschiebers durchführbar. Strahl-Erosion verursacht eine erweiterte Durchflußöffnung, die aufgrund der Beschädigung der scharfen Steuerkanten entsteht (Bild 9.3). Der künstliche Fehlereinbau zur Simulation der Strahl-Erosion ist durch Bypässe realisierbar, um die Steuerschieberpositionierung des Proportionalventils zu beeinflussen. Bypässe erfordern aber eine Sonderanfertigung für den Ventilschieber und das Gehäuse. Das widerspricht den oben aufgeführten Bedingungen und wird im Rahmen dieser Arbeit nicht betrachtet.

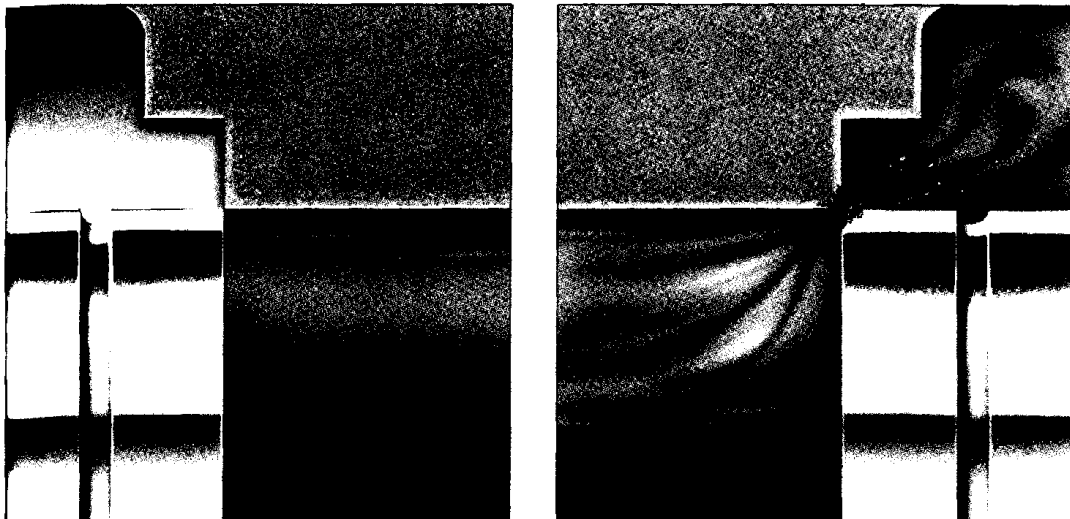


Bild 9.3: Verschleißwirkungen an den Steuerkanten eines hydraulischen Proportionalventils (erosiv-abrasiver Verschleiß [24])

Das Blockieren und Festkleben ist durch eine kurzzeitige Beeinträchtigung des Steuerschiebers bzw. des gesamten Systems (Folgefehler) modellierbar. Die Reibung am Steuerschieber läßt sich

sehr gut durch konstruktive Maßnahmen verändern. Die Fehlersimulation der Rückstellfeder ist auch durch konstruktive Veränderung des Ventils möglich.

9.3 Lösungsansätze für künstliche Fehlereinbringung

9.3.1 Realisierung der Reibkraftsimulation am Steuerschieber und Rückstellfedersimulation

Prinzipiell wird in der Mechanik eine Reibkraft als negative Dämpfung angesehen. Ziel der Konstruktion ist es, die Kraft, die auf den Steuerschieber wirkt, so zu verändern, daß ein fehlerhafter Betrieb erzeugt werden kann. Aufgrund der Funktionsweise des Ventils gibt es zwei grundsätzliche Möglichkeiten zur Beeinflussung der Kraft: mit **hydraulischen** oder **mechanischen Mitteln**. Ausgehend von diesen Grundprinzipien ergeben sich mehrere Ausführungsmöglichkeiten (Bild 9.4). Im Folgenden werden die verschiedenen konstruktiven Möglichkeiten erläutert und bewertet.

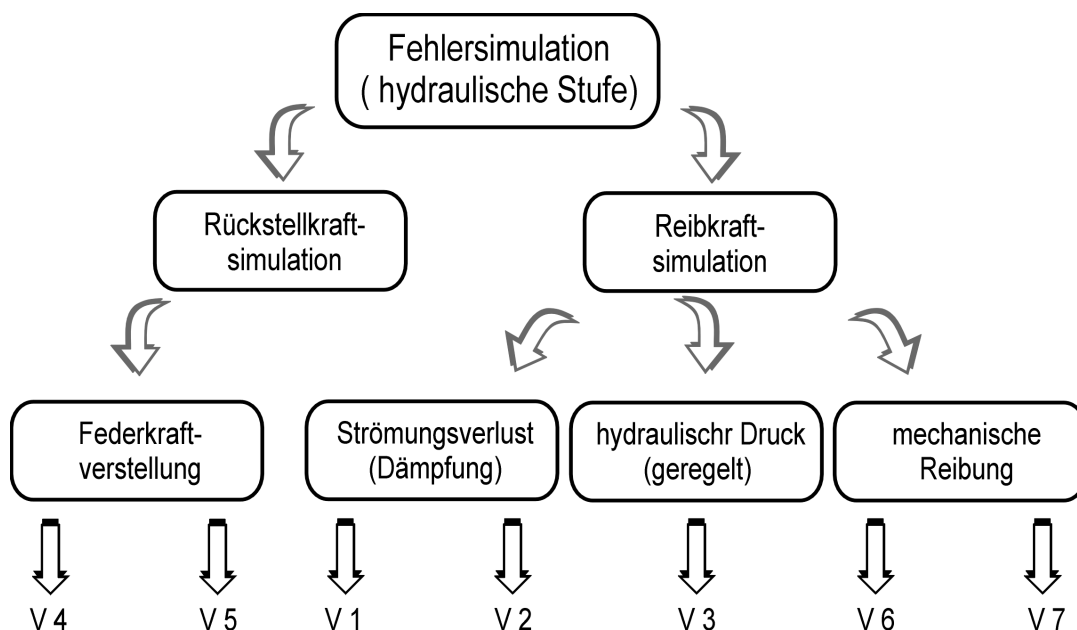


Bild 9.4: Taxometrie der künstlichen Fehlgenerierung

Tabelle 9.1: Möglichkeiten der Lösungsfindung zur Reibkraftherzeugung

Variante	Realisierung
V1	Schraubdrossel im Druckausgleichskanal
V2	Blende in externem Bypass
V3	Beidseitige Druckbeaufschlagung der Schieberstirnflächen
V4	Federvorspannungsverstellung über Hebelmechanik
V5	Federänderung über Schraube
V6	Gummireibung an Schieberverlängerung
V7	Klemmreibung durch Konuswirkung an Schieberverlängerung

9.3.2 Vorstellung unterschiedlicher Lösungsprinzipien

Konstruktive Variante (V1 bis V3) zum hydraulischen Prinzip

Aus Bild 9.5 ist ersichtlich, daß der Druckausgleichskanal im Ventilgehäuse lediglich eine Verbindung der Kammern links und rechts des Schiebers darstellt, aber keine Verbindungen zu den Druckanschlüssen A, B, T oder P am Ventil aufweist. Der Verbindungskanal ist mit Hydrauliköl gefüllt und steht unter Umgebungsdruck. Er dient zum Füllungsausgleich (Druckausgleich) bei der Schieberbewegung. Bei der Bewegung nach links wird in der linken Kammer Volumen verdrängt. Damit sich keine Kraft entgegen der Schiebergeschwindigkeit durch einen Druckanstieg in der linken Kammer aufgebaut, wird ein Volumenausgleichsstrom über den Verbindungskanal in die Kammer rechts hinter dem Schieber ermöglicht. Der gleiche Vorgang gilt für die Bewegung nach rechts. Bei allen drei hydraulischen Lösungsvarianten wird konstruktiv über diesen Kanal Einfluß auf den Ausgleichsvolumenstrom und damit auf die Schieberbewegung genommen. Wie aus Bild 9.4 zu entnehmen ist, basieren Vorschlag 1 und 2 auf Strömungsüberlegungen, Vorschlag 3 auf der Aufbringung einer hydraulischen geregelten Druckkraft.

Konstruktive Variante (V4 bis V5) zur Fehlersimulation der Rückstellfeder

Die einfachste Möglichkeit der Simulation einer ermüdeten Feder stellt der Austausch der Originalfeder des Ventils gegen eine Feder mit geringerer Federkonstante dar. Eine Verstellbarkeit ist bei diesem Vorschlag ausgeschlossen. Außerdem muß für eine Variation (Kraft) ein ständiger Umbau erfolgen. Deshalb werden im Folgenden weitere konstruktive Varianten verfolgt (Bild 9.8 und Bild 9.9)

Konstruktive Variante (V6 bis V7) zum mechanischen Prinzip

Die einzigen mechanischen Komponenten, an denen eine Beeinflussung der Schieberbewegung zur Simulation (einer erhöhten Reibkraft) vorgenommen werden kann, ist der Steuerschieber. Zur Umsetzung dieser Fehlermöglichkeit bietet es sich an, über eine künstliche Verlängerung des Schiebers Reibkräfte zu erzeugen (Vorschlag V6 bis V7 (Bild 9.10 bis Bild 9.11)).

Bild 9.4 zeigt sieben verschiedene Varianten zur Simulation einer erhöhten Reibkraft und Federvorspannungsverstellung am Ventil. Die Lösungsvarianten V1 bis V3 (Bild 9.5 bis Bild 9.7) sind auf hydraulischem Weg und die Lösungsvarianten Vorschlag V6 bis V7 (Bild 9.10 und Bild 9.11) sind auf mechanischem Weg realisiert. Die Lösungsvarianten V4 bis V5 (Bild 9.8 und Bild 9.9) dienen der Simulation der Federvorspannungsverstellung.

Konstruktive Variante zum hydraulischen Prinzip**9.3.2.1 Schraubdrossel im Druckausgleichskanal (V1)**

Der Ausgleichsvolumenstrom kann durch eine Schraube, die den Kanalquerschnitt verändert, variiert werden. Über den Strömungswiderstand im Kanal kann dadurch die Schieberbewegung erschwert werden (Bild 9.5).

Vorteile

- einfache Realisierung
- fehlerfreier Betrieb möglich
- keine zusätzlichen Verschleißerscheinungen am Steuerschieber
- reproduzierbare Ergebnisse über einstellbare Schraubentiefe

Nachteile

- unvorhersagbare Strömungsverhältnisse (laminar, turbulent, Ablösung, Verwirbelung, Luftausscheidung)
- fehlender Zusammenhang zwischen Kraft auf Schieber und Einschraubtiefe
- schwierige Herstellung, da Lage des Ausgleichskanals nicht bekannt ist
- Der Lösungsansatz ist nur geeignet zur Änderung der Flüssigkeitsreibung. Coulomb'sche Reibung oder z. B. Mischreibung können so nicht für Simulationen realisiert werden

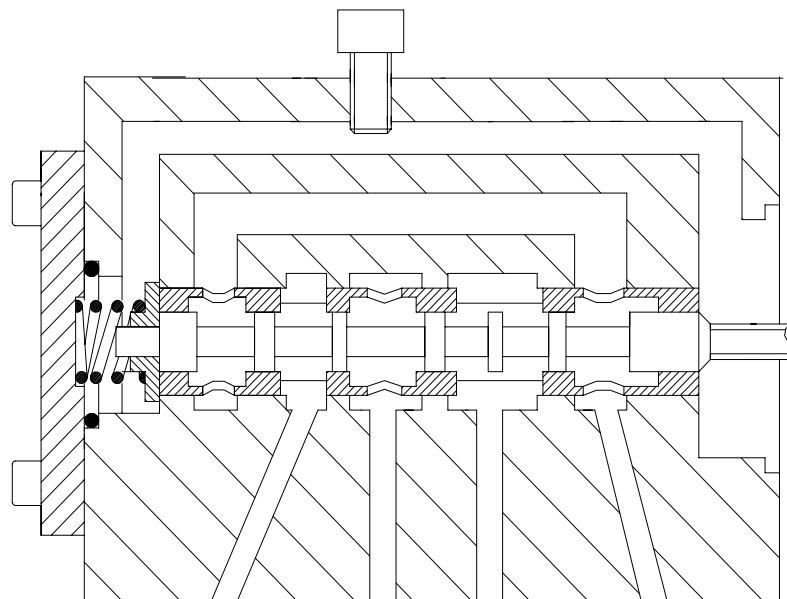


Bild 9.5: Prinzipielle Darstellung Schraubdrossel im Druckausgleichskanal (V1)

9.3.2.2 Blende in externem Bypaß (V2)

Der Einfluß auf die Schieberbewegung erfolgt über Bypässe mit definierten Blenden, über die ein Druckabfall beim Ausgleichsvolumenstrom erzeugt werden soll. Der ursprüngliche Kanalverlauf ist dabei gesperrt (Bild 9.6).

Vorteile

- bekannte Strömungsverhältnisse durch Einsatz definierter Blenden
- reproduzierbare Ergebnisse möglich
- fehlerfreier Betrieb erreichbar
- nur Flüssigkeitsreibung kann simuliert werden

Nachteile

- Verstellbarkeit während des Betriebes ist nicht möglich
- schwierige Konstruktion, da die Lage des Verbindungskanals im Ventilgehäuse nicht exakt zeichnerisch vorgegeben ist

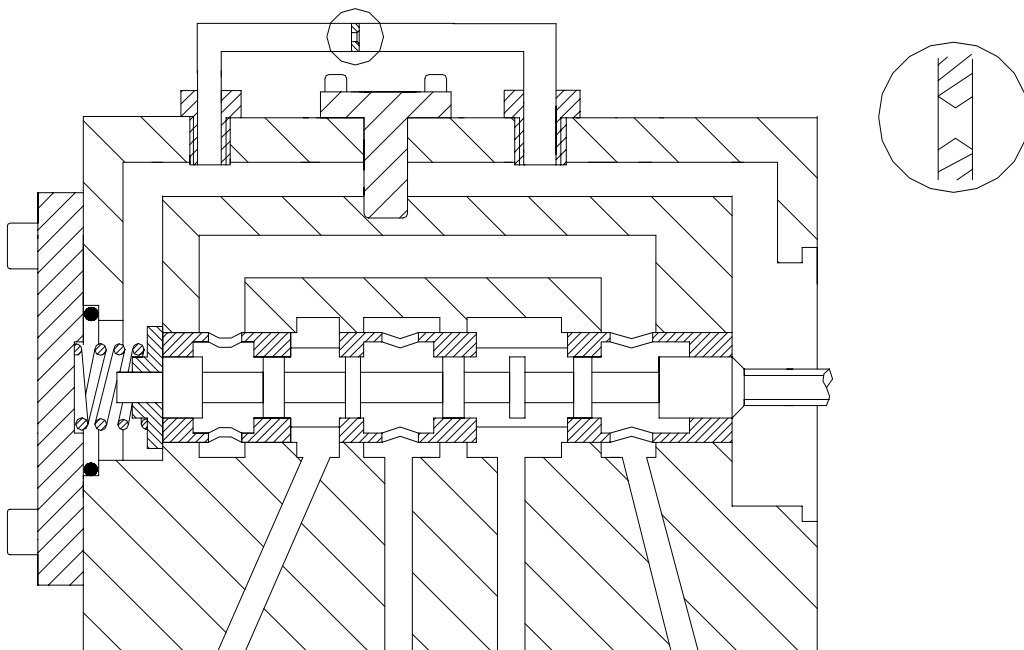


Bild 9.6: Prinzipielle Darstellung der Blende in externem Bypaß (V2)

9.3.2.3 Beidseitige Druckbeaufschlagung der Schieberstirnflächen (V3)

Über den Verbindungskanal sollen, nach Sperrung des Kanals, in der linken und der rechten Kammer verschiedene Kräfte auf den Schieber aufgebracht werden. Die Kräfte werden durch externe Ölzuleitungen erreicht, indem der Öldruck links und rechts vom Schieber verändert wird (Bild 9.7). Die Kraft am Steuerschieber errechnet sich dann zu $F = p \cdot A_K$. Dabei ist p der Druck in der Kammer hinter dem Schieber und A_K die jeweilige Kolbenfläche.

Vorteile

- definierte Kraft auf den Schieber
- kein zusätzlich auftretender Verschleiß
- reproduzierbare Ergebnisse

Nachteile

- die Kräfte links und rechts auf den Schieber müssen bei einer zyklischen Bewegung vom Rechner gesteuert werden, um den gewünschten Effekt der reinen Krafterhöhung zu gewährleisten
- das Verdrängungsvolumen durch die Schieberbewegung muß zusätzlich berücksichtigt werden, da keine Ausgleichsverbindung mehr besteht
- aufwendige Lösungsmöglichkeit, die einen separaten Nebenkreis erfordert

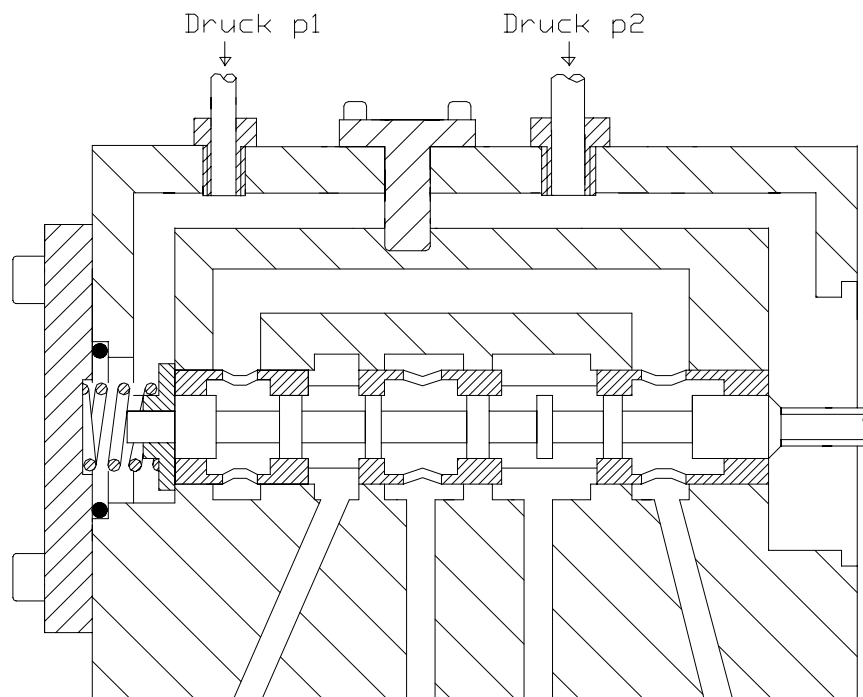


Bild 9.7: Prinzipielle Darstellung beidseitige Druckbeaufschlagung der Schieberstirnflächen (V3)

*Konstruktive Variante zur Simulation der Fehler der Rückstellfeder***9.3.2.4 Federvorspannungsverstellung über Hebelmechanik (V4)**

Die mittlere Federkraft wird durch eine Variation der Federvorspannungsverstellung verändert. Dabei wird der Gehäusedeckel so verändert, daß die Feder gegen eine in den Deckel eingelassene Platte verspannt wird, die mit einem Bolzen verschoben werden kann. Über einen Hebel ist nun der Federweg und damit die Federkraft, die auf den Schieber wirkt, verstellbar (Bild 9.8).

Vorteile

- einfacher Verstellmechanismus
- reproduzierbare Ergebnisse
- fehlerfreier Betrieb möglich
- kein zusätzlicher Verschleiß

Nachteile

- Hebelübersetzung beim Verstellmechanismus erschwert genaue Verstellung,
- Gehäusedeckelkonstruktion ist in ihrer Fertigung aufwendig.
- Abdichtungsproblem

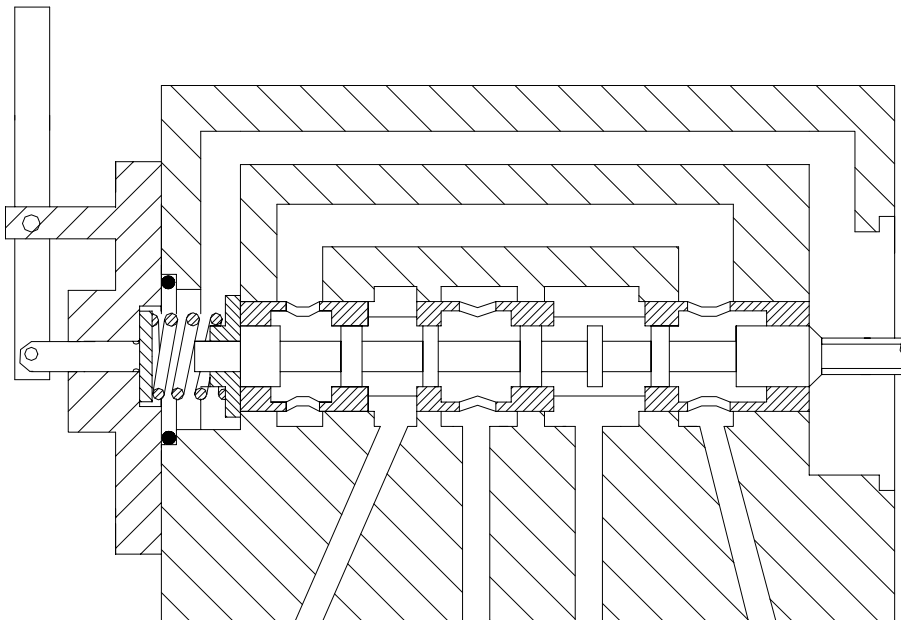


Bild 9.8: Prinzipielle Darstellung der Federvorspannungsverstellung über Hebelmechanik (V4)

9.3.2.5 Federvorspannungsveränderung über einen Schraubenbolzen (V5)

Die Federwegverstellung erfolgt hier über einen Schraubenbolzen.

Auch hier wird die Feder gegen eine in den veränderten Gehäusedeckel eingelassene Platte vorgespannt (Bild 9.9). Durch die Drehbewegung der in dem Gehäusedeckel verschraubten Schraube kann nun die Platte so bewegt werden, daß der Federweg und damit die Federkraft, die auf den Schieber wirkt, verstellbar ist.

Diese Konstruktion ist gut geeignet zur Federuntersuchung (wie z. B. : zu große Vorspannung der Rückstellkraft, Veränderung oder Verkleinerung der Federkonstante durch Federbruch, Federermüdung). Die Nachbildung dieser Fehler ist durch Federaustausch möglich. Das Ventil muß geöffnet werden, um die Originalfeder durch eine Fremdfeder zu ersetzen.

Vorteile

- Linearer Zusammenhang zwischen Kraft auf Schieber und Einschraubtiefe
- einfacher Verstellmechanismus
- reproduzierbare Ergebnisse
- fehlerfreier Betrieb möglich
- kein zusätzlicher Verschleiß durch Umbau

Nachteile

- Abdichtungsproblem

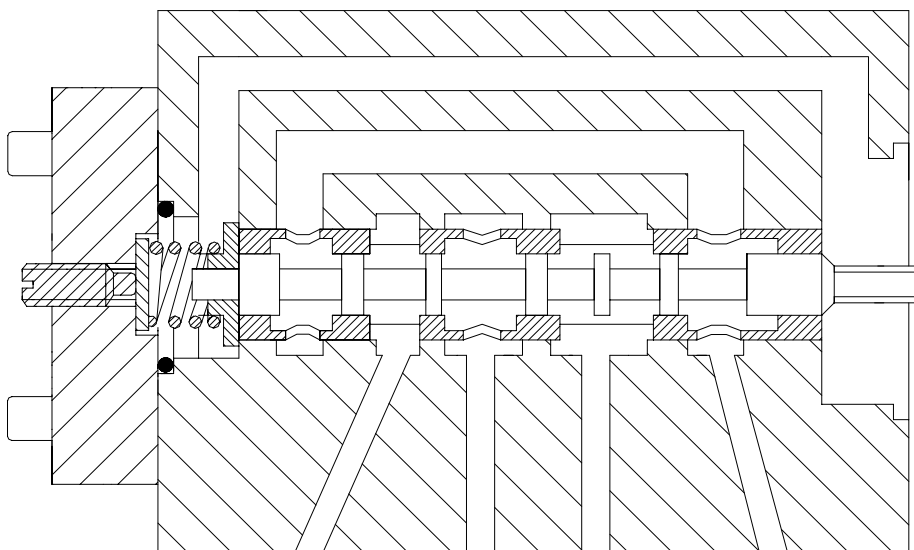


Bild 9.9: Prinzipielle Darstellung der Federveränderung über Schraube (5)

Konstruktive Variante zum mechanischen Prinzip (Schieberverlängerung)**9.3.2.6 Gummireibung an Schieberverlängerung (V6)**

Hierbei wird der Schieber soweit verlängert, daß er aus dem Gehäuse herausragt (Bild 9.10). Eine Reibkrafterhöhung wird durch ein Halbprofil eines Zylindermantels aus elastischem Material erreicht, welches über die Verlängerung auf ein Zylindermantelhalbprofil aus Stahl drückt. Die Zustellung des oberen Halbprofils und damit die Größe der Reibkraft erfolgt über eine radial zur Schieberverlängerung angebrachten Schraube.

Vorteile

- keine

Nachteile

- kein fehlerfreier Betrieb möglich
- keine genaue Kenntnis der Dämpferkraft
- konstruktive Umgestaltung bedingt zusätzlichen Verschleiß
- keine reproduzierbaren Ergebnisse
- Klemmwirkung verursacht ein Abkippen der Schieberverlängerung in Axialrichtung

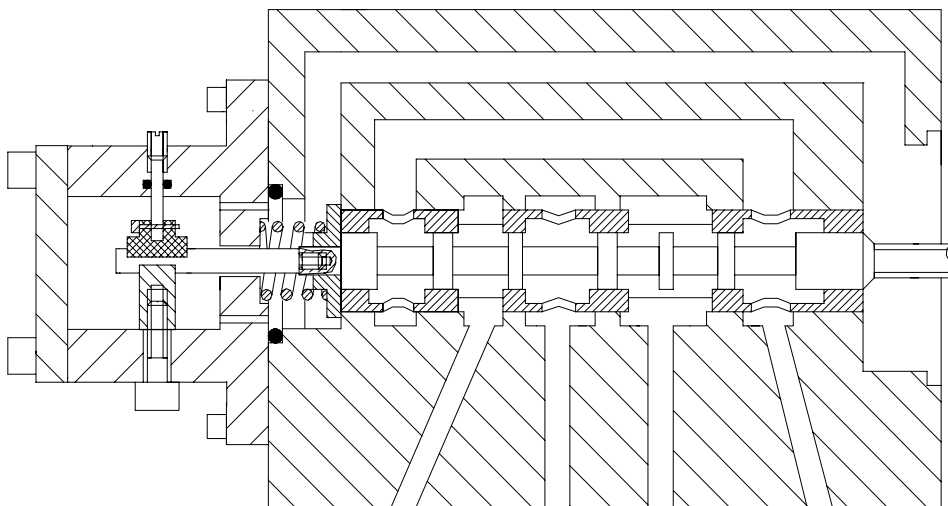


Bild 9.10: Prinzipielle Darstellung der Gummireibung an Schieberverlängerung (V6)

9.3.2.7 Klemmreibung durch Konuswirkung an Schieberverlängerung (V7)

Bei diesem Lösungsvorschlag wird eine Verlängerung am Schieber angebracht und aus dem Ventilgehäuse herausgeführt. Damit eine Radialkraft auf die Verlängerung ausgeübt werden kann, wird ein geschlitzter Klemmring auf die Verlängerung aufgesetzt. Zur Erzeugung einer Radialkraft ist am Außenmantel des Klemmrings eine Schräge vorgesehen, welche die durch

einen Konus aufgebrachte Axialkraft teilweise radial umlenkt und auf die Schieberverlängerung wirken läßt. Hierbei sollte der Klemmring geschlitzt sein, um die benötigte Kraft für seine elastische Verformung zur Klemmung der Schieberverlängerung zu verringern.

Die auf das Klemmstück übertragene Axialkraft wird durch das Zustellen einer Schraube im Gehäusedeckel aufgebracht, die über eine Scheibe eine Druckfeder zusammenpreßt und den Konus auf den Klemmring drückt. Eine Zylinderfeder ist für diese Zwecke hervorragend geeignet, da sie einen linearen Zusammenhang zwischen Federkraft und Federweg aufweist. Somit läßt sich eine genaue Kenntnis der Klemmkraft, unter Berücksichtigung der Schräge des Klemmrings, der Gewindesteigung und des Federweges herleiten.

Vorteile

- fehlerfreier Betrieb möglich
- genaue Kenntnis der Dämpferkraft aufgrund des linearen Verhaltens der beteiligten Komponenten
- kaum Verschleiß durch Öltaschen im Klemmbereich
- reproduzierbare Ergebnisse
- Verdrängungsvolumen aufgrund der Schieberbewegung kann abfließen

Nachteile

- Aufwendiger konstruktiver Umbau

Somit erhält man durch diesen Lösungsvorschlag die eben beschriebenen einfachen und linearen mechanischen Verhältnisse der einzelnen beteiligten Komponenten und eine genaue Steuerung bzw. Einstellbarkeit der Radialkraft auf die Schieberverlängerung, was für eine detaillierte Untersuchung unerlässlich ist.

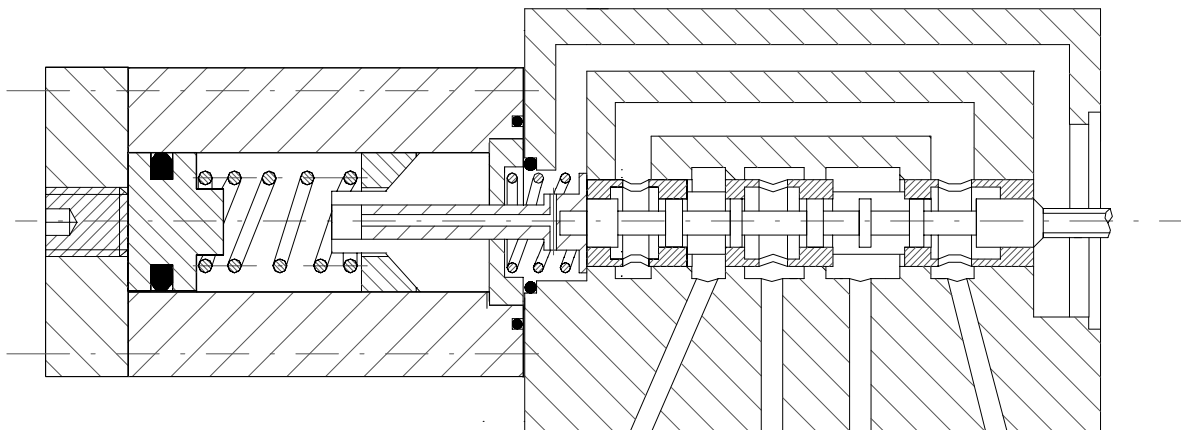


Bild 9.11: Prinzipielle Darstellung der Klemmreibung durch Konuswirkung an Schieberverlängerung (V7)

9.3.2.8 Anforderungen zum Optimieren von Prozeßverhalten und Fehlersimulation

Um eine problemlose Arbeitsweise der Konstruktion zu gewährleisten, sind folgende Forderungen zu erfüllen:

- Leckagefreiheit
- Reproduzierbarkeit der Ergebnisse
- Fehlerfreier Betrieb muß möglich sein
- Druck- und Volumenstromausgleich
- keine Veränderung der Dynamik

Die Gehäuseerweiterung für Schieberverlängerung und Klemmvorrichtung ist mit dem Ventilraum (Volumina) verbunden, so daß eine Abdichtung nach außen notwendig wird. Die statische Abdichtung zwischen Gehäuseerweiterung und Ventilgehäuse geschieht durch einen einfachen O-Ring, während die Abdichtung des Gehäusedeckels über einen für translatorische Bewegungen ausgelegten O-Ring in der Scheibe zwischen Schraube und Druckfeder erfolgt. Da eine Reproduzierbarkeit der Feder- bzw. Klemmkraft gewährleistet werden soll, wird an der äußeren Einstellvorrichtung eine Spindel mit Skalierung angebracht, so daß die Positionen wieder genau angesteuert werden können und dies redundante Messungen ermöglicht. Die beschriebenen Konstruktionsvarianten werden nun nach unterschiedlichen Kriterien verglichen (siehe Bild 9.4):

Tabelle 9.2: Gewichtetes Bewertungsverfahren der einzelnen Konstruktionsmöglichkeiten

Kriterien	Gewichtung	Punkte für Variante													
		Reibkraft (hydraulisch)						Federkraftverstell.				Reibkraft (mech.)			
		V1		V2		V3		V4		V5		V6		V7	
		P _U	P _G	P _U	P _G	P _U	P _G	P _U	P _G	P _U	P _G	P _U	P _G	P _U	P _G
Fehlerfreie Betrieb	0,4	4	1,6	1	0,4	2	0,8	4	1,6	4	1,6	1	0,4	4	1,6
Reproduzierbarkeit	0,2	2	0,4	1	0,2	3	0,6	2	0,4	3	0,6	1	0,2	4	0,8
Aufwand des Umbaus	0,1	3	0,3	2	0,2	1	0,1	3	0,3	4	0,4	3	0,3	3	0,3
Lebensdauer	0,3	4	1,2	3	0,3	3	0,3	4	1,2	4	1,2	2	0,6	4	1,2
Summe Σ		13	3,5	7	1,1	9	1,8	13	3,5	15	3,8	7	1,5	15	3,9
P _U = Punktzahl ungewichtet P _G = Punktzahl gewichtet															

Allgemeine Werteskala in Anlehnung an [92]:

Punkte	5	4	3	2	1
Bewertung	sehr gut	gut	befriedigend	schlecht	unzureichend

Die Bewertung erfolgt mit einem gewichteten Verfahren in Anlehnung an [12,92]. Als Ergebnis der Anwendung dieses Verfahren stellt sich die Variante V7 Favorit heraus. Diese Variante wird in folgenden realisiert und näher untersucht.

9.3.2.9 Konstruktive Modifikation eines elektrohydraulischen Ventils zur Realisierung von verschieden großen Reibkräften

Ventilschieberverlängerung

Da das dynamische Verhalten des Ventils durch den Umbau nicht beeinflusst werden darf, stellen sich verschiedene Forderungen an den Werkstoff der Schieberverlängerung heraus:

- Verschleißfeste Oberfläche bzw. hohe Oberflächenhärte
- langfristige Lebensdauer
- geringe Dichte

Um das Bewegungsverhalten des Schiebers durch das Anbringen einer Verlängerung nicht zu beeinflussen, ist es das Ziel, die Gewichtsdivergenz zwischen Originalschieber und dem Schieber mit Verlängerung möglichst auf Null zu halten. Im Originalventil sitzt zur Federaufnahme ein Plattenteller, der nur auf den Schieber aufgeschoben und damit abnehmbar ist. Durch Integration der Funktion zur Federaufnahme in die Verlängerung kann dieser Federaufnahmeteller aus dem Originalventil ganz weggelassen werden. Die Forderung nach einer geringen Dichte des Schieberverlängerungswerkstoffs resultiert aus der o. g. Forderung nach einem unveränderten dynamischen Verhalten des Ventils. Der Werkstoff AlCuMg2 erfüllt mit einer Dichte von $\rho = 2,794 \text{ g/cm}^3$ in Verbindung mit einer anodischen Hartstoffbeschichtung⁵ diese Forderungen. Dabei erreicht die Schicht bei einer Dicke von 25-40 μm eine Härte von 450-500 HV. Durch die Verwendung dieses Werkstoffs kann eine Gewichtsdivergenz unter 10^{-6} kg zwischen Originalschieber mit Federaufnahmeteller und Originalschieber mit angebundener Verlängerung erreicht werden. Somit wird ein signifikanter Einfluß der Massenträgheit auf den modifizierten Schieber ausgeschlossen. Als Endergebnis dieser Überlegung ergab sich die Konstruktion der Schieberverlängerung, wie in Bild 9.11 und Bild 9.12 dargestellt.

⁵ „HART-COAT“ der Firma AHC-Oberflächentechnik. Die harte keramikähnliche Schicht schützt Aluminiumwerkstoffe vor Verschleiß und Korrosion.

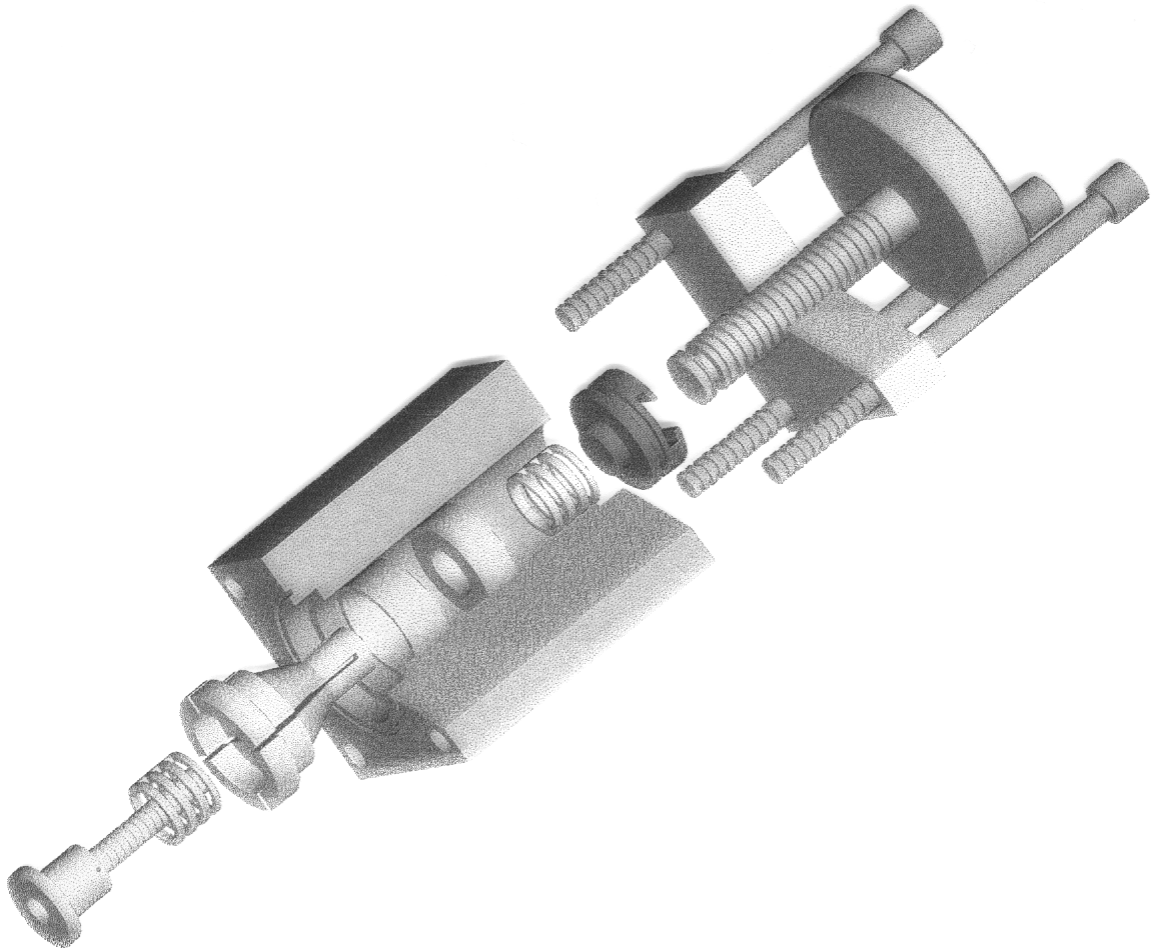


Bild 9.12: Aufbau des realisierten Entwurfs der Schieberverlängerung

9.3.3 Inbetriebnahme des konstruktiv veränderten Proportionalventils

Um die Güte des entwickelten Entwurfs zu überprüfen, werden vor und nach dem Umbau Messungen durchgeführt. Dabei erfolgt die Anregung des Schieberpositionsollwerts durch den PC in Form eines Sinussignals. Bei verschiedenen Amplituden und Frequenzen werden die Istwerte (unverändertes Ventil) mit den Istwerten (umgestaltetes Ventil) der Schieberposition verglichen. Die Messungen für verschiedene Amplituden (0,5 V bis 7 V) und Frequenzen von 1 bis 100 Hz sind mit hydraulischer Belastung (unter Druck) und ohne hydraulische Belastung (drucklos) untersucht worden und im Folgenden dargestellt (Bild 9.13 und Bild 9.14) und ausgewertet (beispielsweise für 10 Hz und 50 Hz).

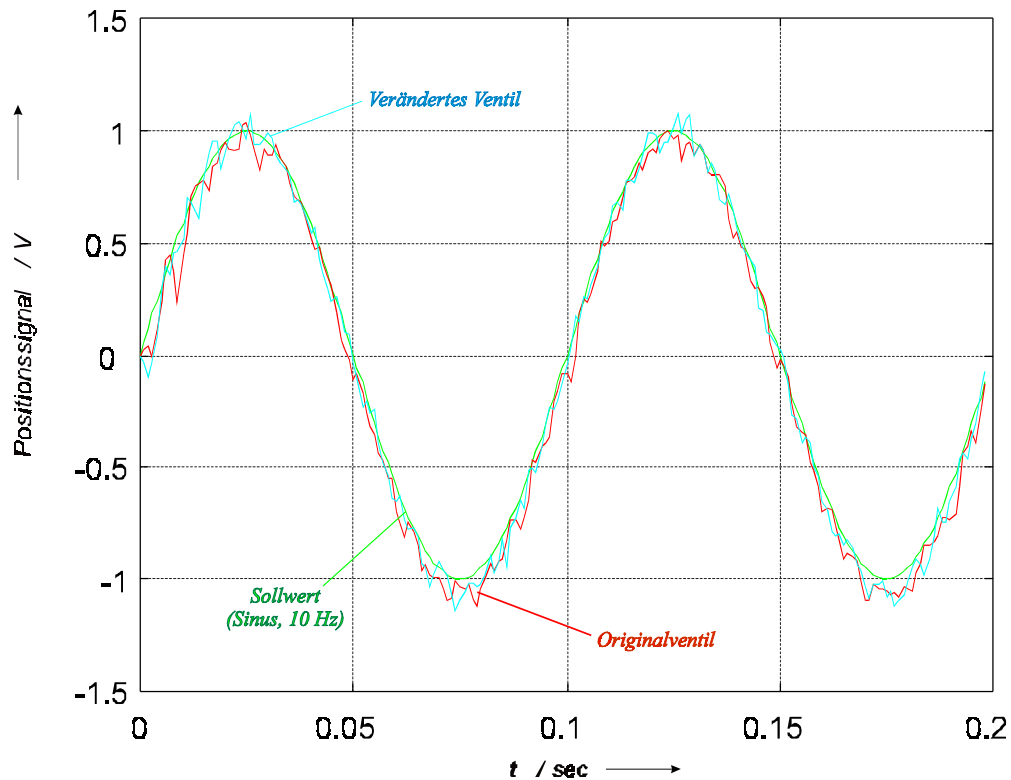


Bild 9.13: Einfluß der Änderungen auf die Funktion des Ventils (Sinusantwort des Ventils bei einer Amplitude von 1 V und einer Frequenz von 10 Hz)

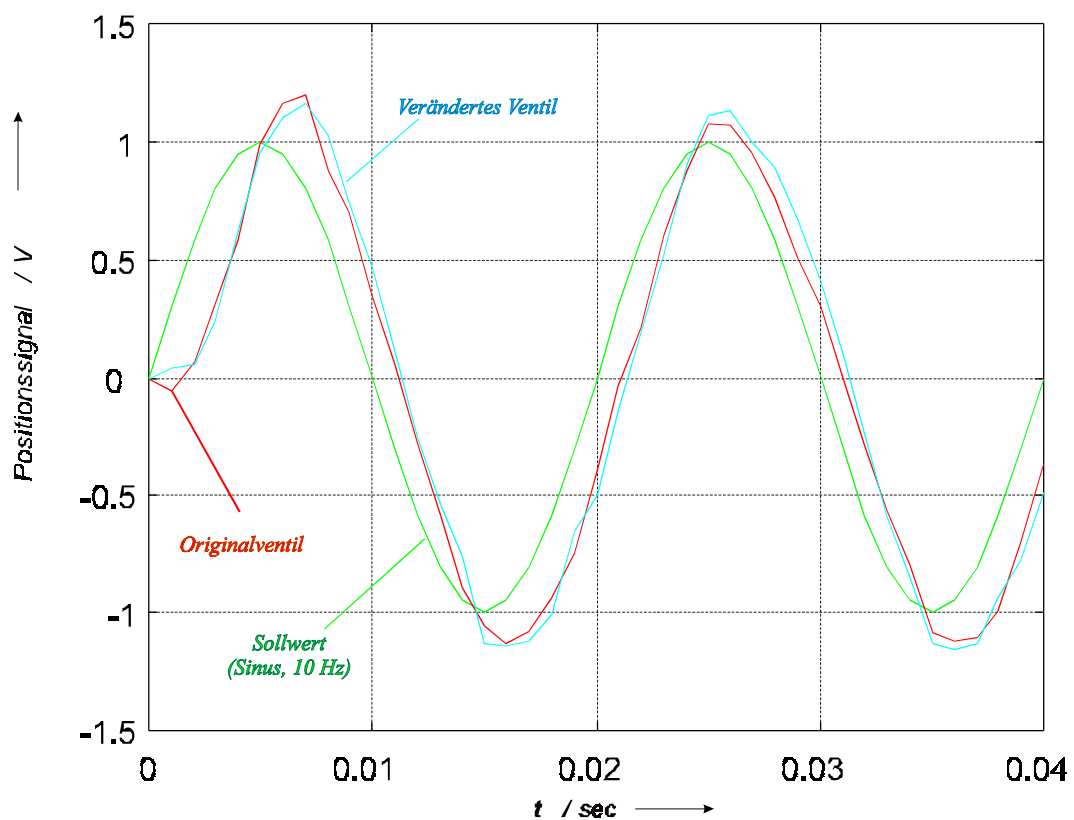


Bild 9.14: Einfluß der Änderungen auf die Funktion des Ventils (Sinusantwort des Ventils bei einer Amplitude von 0,5 V und einer Frequenz von 50 Hz)

Die dargestellten Kennlinien lassen insgesamt bis auf geringe Abweichungen zwischen umgebautem und unverändertem Ventil keine signifikanten Unterschiede erkennen. Der Grund für dieses günstige Verhalten ist insbesondere auf eine sorgfältige Massenangleichung der neuen Verlängerung und das damit Ersetzen des Federtellers zurückzuführen. Die Massendifferenz liegt unter 10^{-6} kg und ist damit vernachlässigbar. Eine sichtbare Abweichung vom Kurvenzug des Originalventils zu Beginn der ersten Halbperiode ist vermutlich auf eine Haftkraft und damit benötigte höhere Losbrechkkräfte zurückzuführen. Die weiterhin erkennbaren geringen Abweichungen der Kurvenzüge voneinander sind auf geringfügig divergierend Umgebungsparameter (Temperatur, Ölviskosität) zurückzuführen und sind im Folgenden als unerheblich zu betrachten.

Auswirkung von verschieden großen Reibungskräften

Bezüglich der Funktionskontrolle der Klemmwirkung wurde durch Zustellung der Spindel eine zunehmende Reibkraft auf die Verlängerung aufgebracht. In Bild 9.15 sind Soll- und Istsignal des Ventils bei zu- und abnehmender Klemmwirkung der Vorrichtung bei sinusförmigem Signalverlauf aufgetragen.

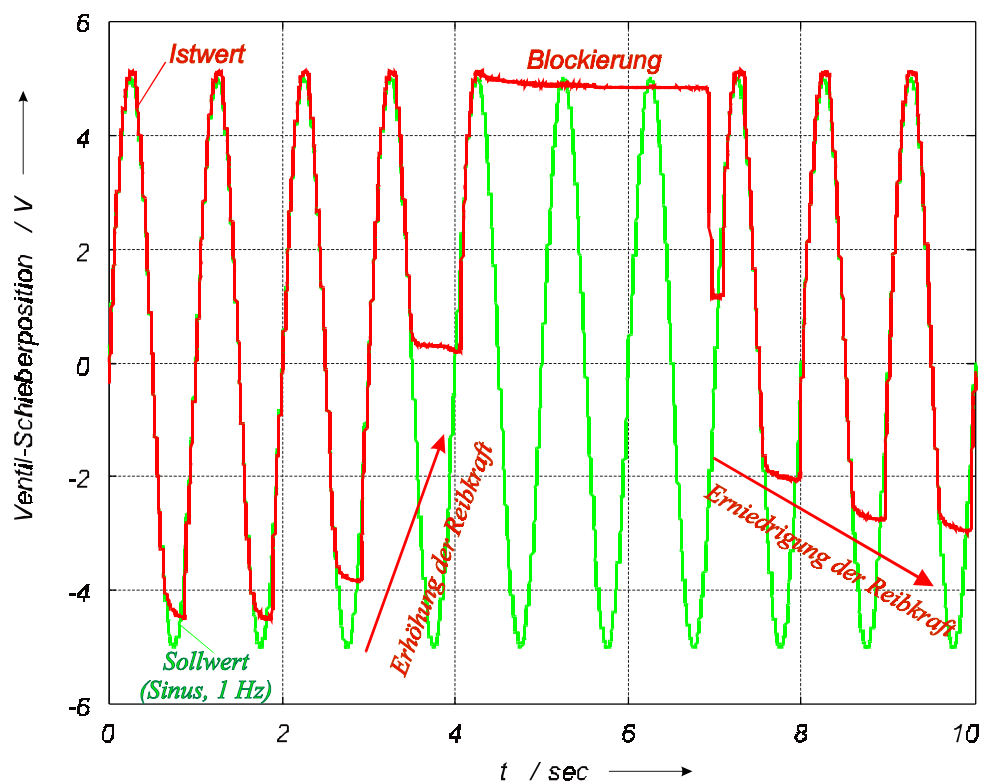


Bild 9.15: Auswirkung von verschieden großen Reibungskräften (Steigerung und Entlastung der Klemmkraft bei einer Amplitude 5V und einer Frequenz 1 Hz ohne hydraulische Belastung)

Die Steigerung der Klemmkraft findet nach ca. 2 s statt. Dabei reagiert das System mit einer Verringerung der unteren Amplitudenhälfte, das Istsignal in Richtung zunehmender Sollspannung bleibt davon unberührt. Eine Erklärung dieses Verhaltens findet sich bei der Betrachtung der Funktionsweise des Ventils. Während die Bewegung des Schiebers in Richtung positiver Sollsignale durch die Kraft des Proportionalmagneten gegen die Kraft der Rückstellfeder erfolgt, steht für die Umkehrung der Bewegungsrichtung nur die Federkraft zur Verfügung (monostabiles Ventil). Durch die Abhängigkeit der Federkraft vom Stellweg ist eine Bewegung des Ventilschiebers in negative Richtung nur bis zu einer Position möglich, in der Reibkraft und Federkraft gleich sind ($F_R = F_F$). In Richtung positiver Sollsignale macht sich eine Abweichung erst dann bemerkbar, wenn das Kraftmaximum des Proportionalmagneten überschritten wird. Da der Magnet jedoch eine größere Kraft als die Feder bei maximaler positiver Auslenkung zur Verfügung stellt, wird dies nicht erkennbar (bei Steigerung der Klemmkraft über mehrere Perioden), da sich der Schieber dann bereits in der Stellung der maximalen positiven Position befindet. Diese Verhältnisse sind in Bild 9.15 ab einem Zeitpunkt $t = 4,4$ s gegeben. Bei anschließender Verringerung der Klemmkraft ergibt sich ein zu dem gerade besprochenen analoges Verhalten. Die Überprüfung der neuen Konstruktion hat gezeigt, daß die an sie gerichteten Forderungen (Abschnitt 9.3.2.8) erfüllt werden. Eine Vorrichtung zur Fehler-simulation durch zusätzlich aufgebraachte Reibkräfte steht damit zur Verfügung.

9.3.4 Identifikation der konstruktiv veränderten Ventilparameter

Um die Tauglichkeit des konstruktiv veränderten Ventils zu testen, werden 3 Versuche zur Parameteridentifikation mit EKF durchgeführt:

1. Parameterschätzung am Ventil mit angebauter Simulationsvorrichtung, jedoch ohne zusätzliche Reibkraft (0 N)
2. Wie 1., jedoch mit zusätzlicher Reibkraft von 2 N
3. Wie 1., jedoch mit zusätzlicher Reibkraft von 4 N

Das dynamische Verhalten des Ventils wurde vereinfacht durch ein PT_2 - Verhalten modelliert. Als unbekannte Parameter sollen die Eigenfrequenz ω_{0V} , die Dämpfung d_V und der Verstärkungsfaktor K_V des Ventils geschätzt werden. Es ergibt sich somit der im Filtermodell verwendete Schätzvektor:

$$\underline{x}^T = [\dot{y}_s \quad y_s \mid K_V \quad d_V \quad \omega_{0V}] \quad (9.1)$$

Die zugehörige Systemgleichung f lautet:

$$f = \dot{x} = \begin{bmatrix} ux_3x_5^2 - 2x_1x_4x_5 - x_2x_5^2 \\ x_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (9.2)$$

Das Eingangssignal u des Ventils ist das von der Meßkarte gelieferte Spannungssignal. Als Ausgang y des Systems wird der Ventilschieberweg y_s (bzw. das Spannungssignal des im Ventil integrierten Wegaufnehmers) betrachtet. Im drucklosen Zustand der Anlage wurde das Ventil mit PRB-Signalen mit einer Amplitude von 1 V und einer Taktfrequenz von 100 Hz angeregt. Die Abtastung der Meßwerte erfolgte mit einer Abtastrate von 1 kHz. Als Anfangswerte des Zustandsvektors werden die folgenden Startwerte vorgegeben:

$$\underline{\hat{x}}(t_0) = [0 \ 0 \ 1 \ 0.7 \ 750]^T \quad (9.3)$$

Für die zugehörigen Anfangsfehlerkovarianzen wird angesetzt:

$$\text{diag}\{\mathbf{P}_0\} = [0.01 \ 0.01 \ 0.01 \ 0.05 \ 500]^T \quad (9.4)$$

Der Kovarianz des Systemrauschens werden die folgenden Werte vorgegeben:

$$\text{diag}\{\mathbf{Q}\} = [0 \ 0 \ 10^{-8} \ 10^{-6} \ 10^{-2}]^T \quad (9.5)$$

Für die Kovarianz des Meßrauschens wird der durch die Auflösung der Meßkarte bestimmte Wert $R = [10^{-6}]$ verwendet. Die Simulation des Fehlers „Reibkafterhöhung“ erfolgt durch Erhöhung der Reibkraft auf die Ventilschieberverlängerung. Die Meßdauer beträgt 2 s. Die identifizierten Parameter und Kovarianzverläufe sind

Bild 9.16 bis Bild 9.18 zu entnehmen. Das gemessene und simulierte Ventilausgangssignal ist für ein kleines Zeitfenster von 0 s bis 0,25 s dargestellt. Damit läßt sich eine gute Übereinstimmung des simulierten Ventilausgangssignal mit der Messung erkennen.

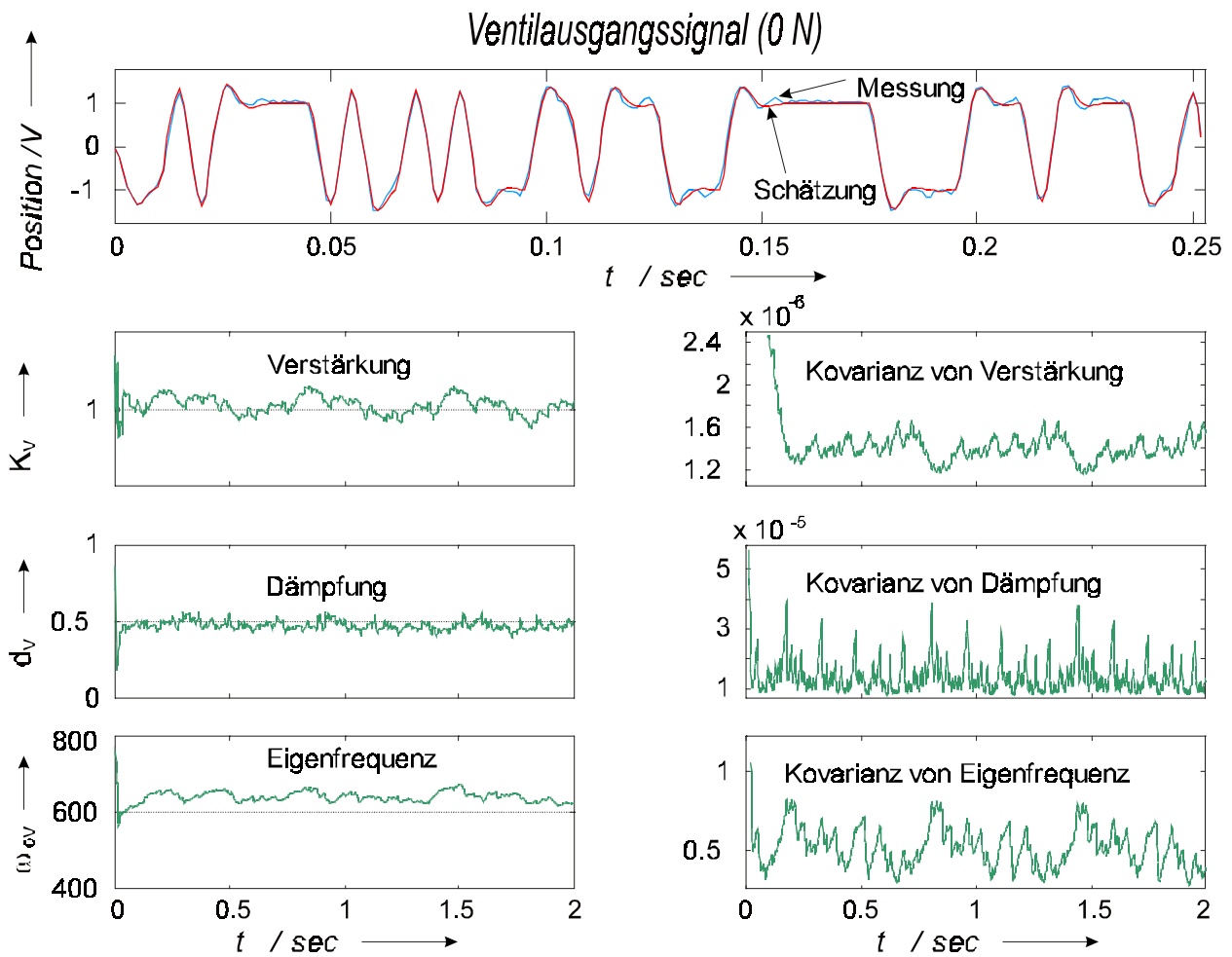


Bild 9.16: Die simulierte und gemessene Ventilschieberposition sowie die identifizierten Parameter des Ventils ohne Auswirkung der äußeren Kraft bei konstruktiv verändertem Ventil

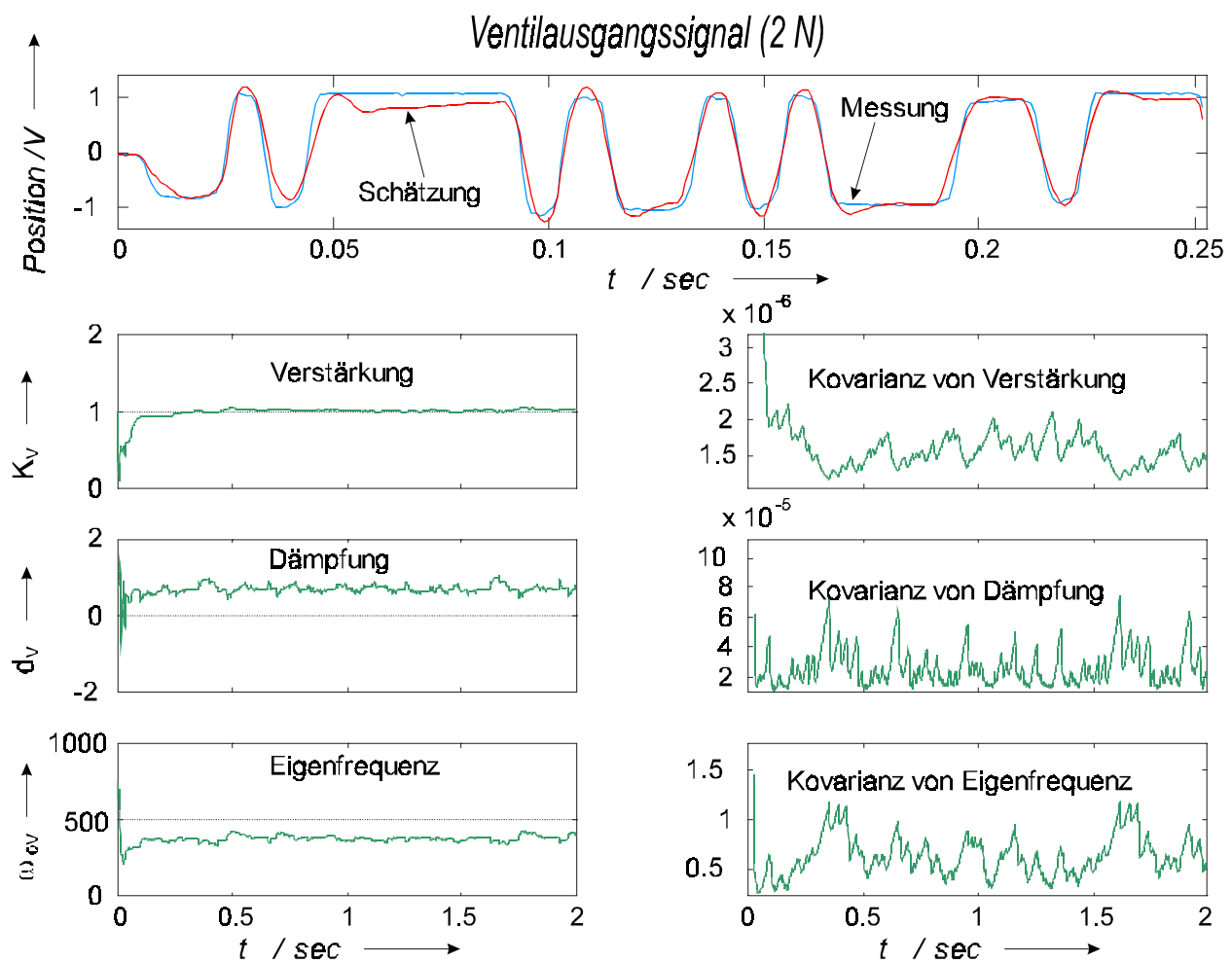


Bild 9.17: Die simulierte und gemessene Ventilschieberposition sowie die identifizierten Parameter bei konstruktiv verändertem Ventil mit zusätzlicher Reibkraft von 2 N

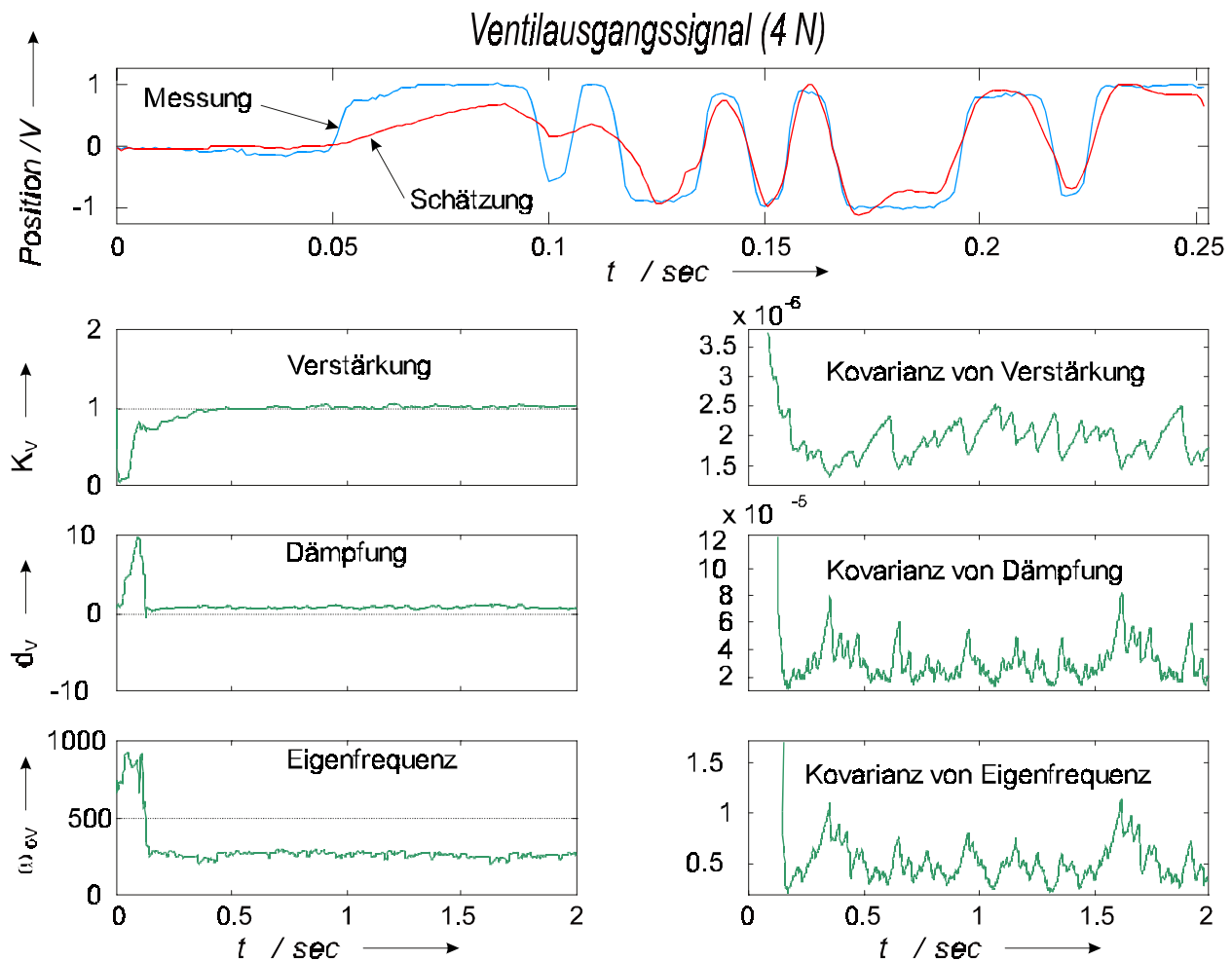


Bild 9.18: Die simulierte und gemessene Ventilschieberposition sowie die identifizierten Parameter bei konstruktiv verändertem Ventil mit zusätzlicher Reibkraft von 4 N

Wie den Darstellungen (Bild 9.18 bis Bild 9.18) zu entnehmen ist, konvergieren die zu schätzenden Parameter Verstärkung, Dämpfung und Eigenfrequenz. Die Güte der Schätzung nimmt mit der Reibkraftherhöhung ab. Die Mittelwerte der identifizierten Parameter sind für den Zeitbereich $t=1$ s bis $t=2$ s in Tabelle 9.3 dargestellt.

Tabelle 9.3: Vergleich der Messung für konstruktiv verändertes Ventil

Proportionalventil (Konstruktiv verändert)	Verstärkung K_V	Dämpfung d_V	Eigenfrequenz ω_0
ohne äußere Reibkraft (0 N)	1.0025	0.4672	639.4670
äußerer Reibkraft von 2 N	1.0218	0.7020	376.6084
äußerer Reibkraft von 4 N	1.0167	0.7899	259.2454

Bei zunehmender Reibkraft liefert die Identifikation eine größere Dämpfung und eine kleinere Eigenfrequenz. Die Auswirkung von erhöhter Reibung auf das vereinfachte Übertragungsverhalten und ein Parametervergleich führen zur Erkennung von Fehlern (Reiberhöhung). Mit einem Vergleich des Ventils im fehlerfreien und fehlerbehafteten Zustand (künstlich erhöhte Reibung) konnte ein Fehlverhalten identifiziert werden. In diesem Fall konnte der Einzelfehler durch die Änderung der Dämpfung und Eigenfrequenz diagnostiziert werden. Andere physikalische Fehler (wie z. B. erhöhte Leckage) im Ventil können ähnliche Auswirkungen auf das vereinfachte Ventilmodell haben. Eine Realisierung dieser Fehler am Versuchsstand war nicht möglich. Um eine exaktere Diagnose durchführen zu können, wird ein detaillierteres Modell des Ventils benötigt. So kann das Ventil in die drei Funktionsblöcke (elektronische, elektromechanische und hydraulische Komponente) aufgeteilt werden. Durch eine systematische Aufteilung entsteht das im Bild 9.19 gezeigte Blockschaltbild.

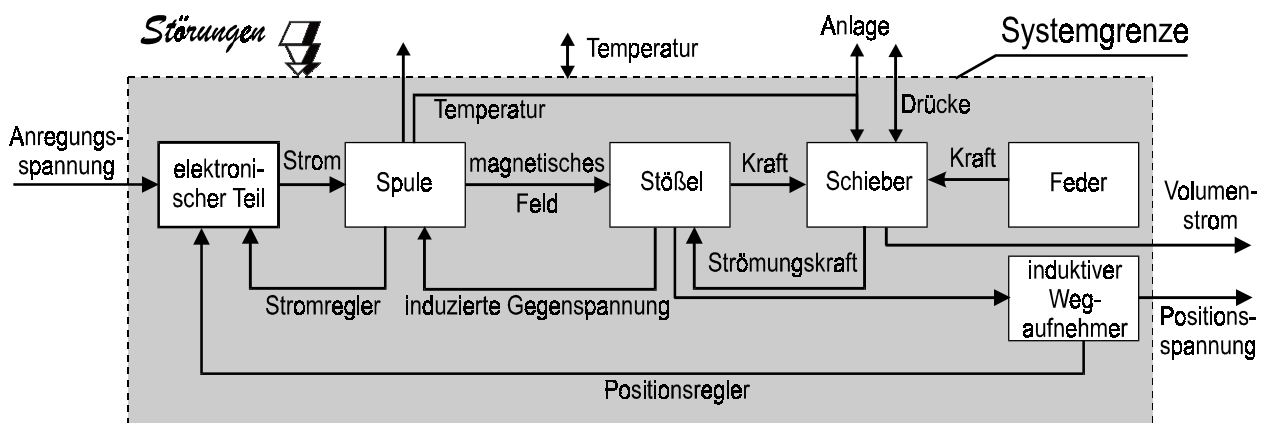


Bild 9.19: Systematische Aufteilung des Ventils

9.4 Modellbildung des Ventils

Aus Bild 9.19 entnimmt man, daß die einzelnen Teilsysteme nicht als rückwirkungsfrei betrachtet werden können. Das hydraulische Teilsystem wirkt durch die Strömungskraft in Form einer Störkraft auf das mechanische Teilsystem zurück, und das mechanische Teilsystem bewirkt durch die im Magnetfeld bewegten Massen eine Gegenspannung in der Wicklung des Magneten.

9.4.1 Modellierung des Hubmagneten

Die *magnetische Komponente* (siehe Anhang) besteht aus einem Spulen-Widerstand-Netzwerk und dem kraftumsetzenden magnetischen Kreis. Die Spannung treibt den Spulenstrom I des Erregerkreises, dessen dynamisches Verhalten allgemein über den Spannungsumlauf

$$U(t) = I(t) \cdot R + \frac{d\Psi(t)}{dt} \quad (9.6)$$

beschrieben wird. Der Gesamtfluß Ψ ist eine Funktion der wegabhängigen Spuleninduktivität $L(Y)$ und des Erregerstromes.

$$\Psi(t) = L(y(t)) \cdot I(t) \quad (9.7)$$

Setzt man die Gleichung (9.7) in (9.6) ein, so berechnet sich das dynamische Verhalten des elektrischen Kreises zu

$$U(t) = I(t) \cdot R + \dot{I}(t) \cdot L(y(t)) + I(t) \frac{dL(y(t))}{dy(t)} \cdot \frac{dy(t)}{dt} \quad (9.8)$$

Da sich der Einfluß der induzierten Gegenspannung jedoch nur unwesentlich auf die Dynamik des Steuerkolbens auswirkt, bleibt die aus der Ankerbewegung resultierende Flußänderung hier bei der Modellbildung unberücksichtigt. Für den rein elektrischen Teil des Magneten kann vereinfacht eine ideale Induktivität L mit dem Innenwiderstand R angenommen werden, wie es in dem Ersatzschaltbild in Bild 9.20 gezeigt ist.

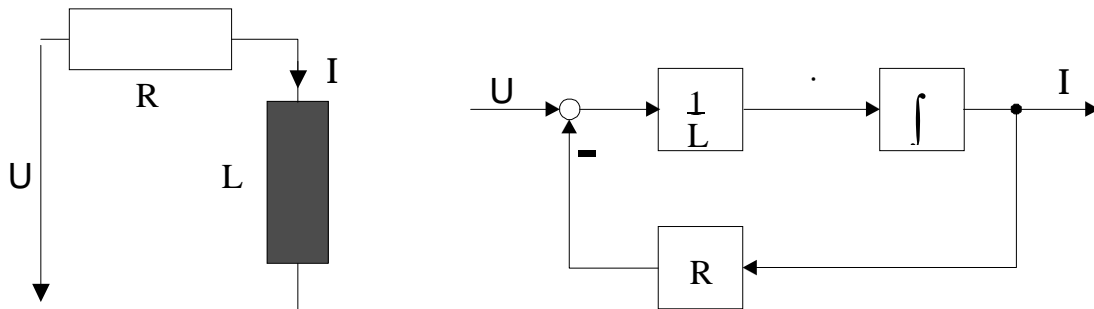


Bild 9.20: Ersatz- und Blockschaltbild des elektrischen Teilkreises

Die Gleichung vereinfacht sich zu:

$$U(t) = I(t) \cdot R + \frac{dI(t)}{dt} \cdot L \quad (9.9)$$

Es handelt sich um ein Verzögerungsglied erster Ordnung (PT_1 -Glied) mit der Zeitkonstanten

$T_1 = \frac{L}{R}$. Die Dynamik des Systems ist durch die Zeitkonstante festgelegt.

Wenn der Hubmagnet in dem linearen Arbeitsbereich betrieben wird, gilt folgender linearer Zusammenhang zwischen Strom und Magnetkraft:

$$F_{\text{Mag}} = K_{\text{FI}} I(t) \quad \text{mit } K_{\text{FI}} : \text{Kraft-Stromverstärkung} \quad (9.10)$$

9.4.2 Auswirkung eines Windungsschlusses am Hubmagneten im Ventil

Zur Fehlernachbildung wurden eine oder mehrere Spulen gleicher Bauart parallel zur Arbeitsspule geschaltet. Durch diese Schaltung wird eine dem Windungsschluß ähnliche Impedanzänderung herbeigeführt.

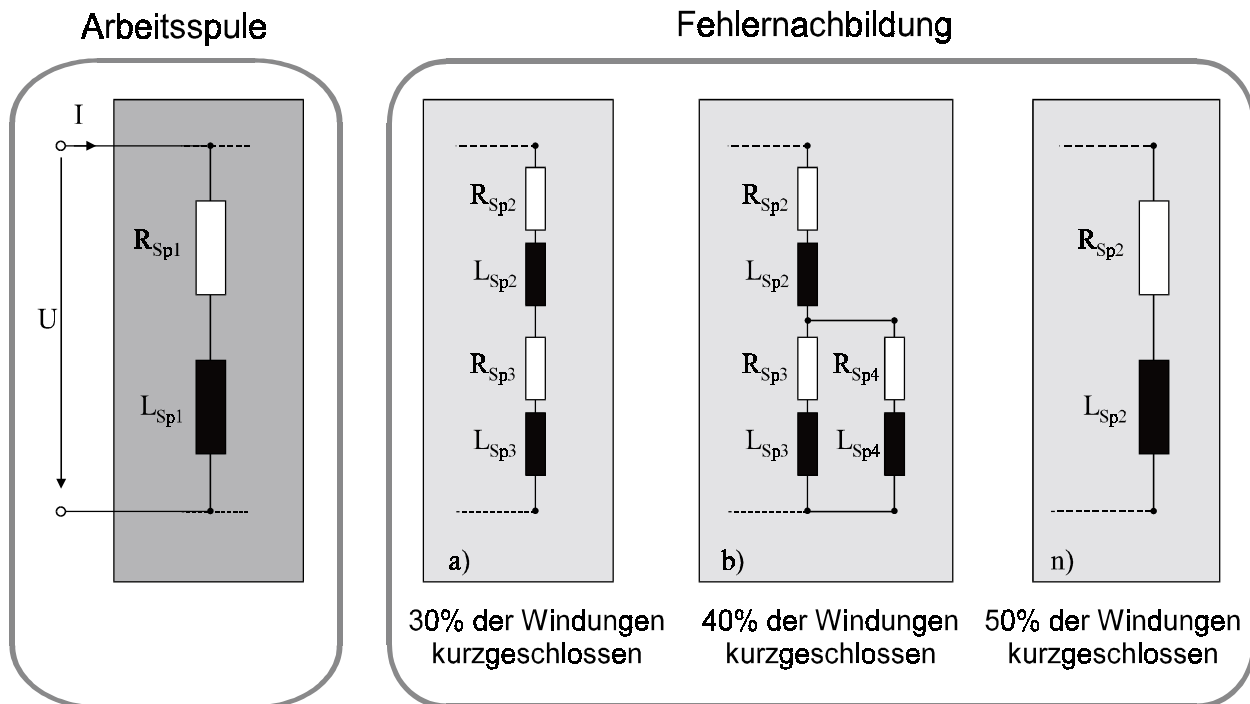


Bild 9.21: Möglichkeiten zur künstlichen Fehlernachbildung des Windungsschlusses

Das Ventil wurde mit einer Sinussignal mit der Amplitude von 5 V und der Frequenz von 1 Hz angeregt. Zum Zeitpunkt ca. $t = 3$ sec wird der künstliche Fehler eingeschaltet. Die Fehlerdauer beträgt etwa 4,5 sec. Wie aus dem Bild 9.22 zu entnehmen ist, entsteht eine deutliche Abweichung zwischen Soll- und Istwertposition des Schiebers.

In Richtung positive Sollsignale wird die Bewegung des Schiebers durch die Magnetkraft F_{mag} bestimmt, in der anderen Richtung durch die Federkraft F_s . Somit wird durch eine Schwächung der Spule (real durch Windungsschluß) die positive Auslenkung beeinflusst. Wenn der Strom sinkt, der durch den Magneten fließt (durch Parallelschaltung simuliert), tritt eine Kappung des Schieberwegs in positiver Richtung auf. Sind 30% der Windungen kurzgeschlossen (entspricht Parallelschaltung von zwei Spulen Bild 9.21 a), ist kein Unterschied erkennbar, da der Regelkreis genügend Reserve hat. Vergrößert man entsprechend der Windungsschluß, so bricht die Kraft, die der Magnet erzeugt, und damit die maximal erreichbare Amplitude in positiver Richtung entsprechend der Kappung ein. Sind 50% der Windungen kurzgeschlossen (entspricht Parallelschaltung nur einer Spule Bild 9.21 n), dann erfolgt keine Auslenkung in positiver Richtung, da der Magnet nicht mehr genügend Kraft aufbringen kann, um den Schieber zu bewegen.

Auswirkung eines Windungsschlusses in einem elektrohydraulischen Regelventil

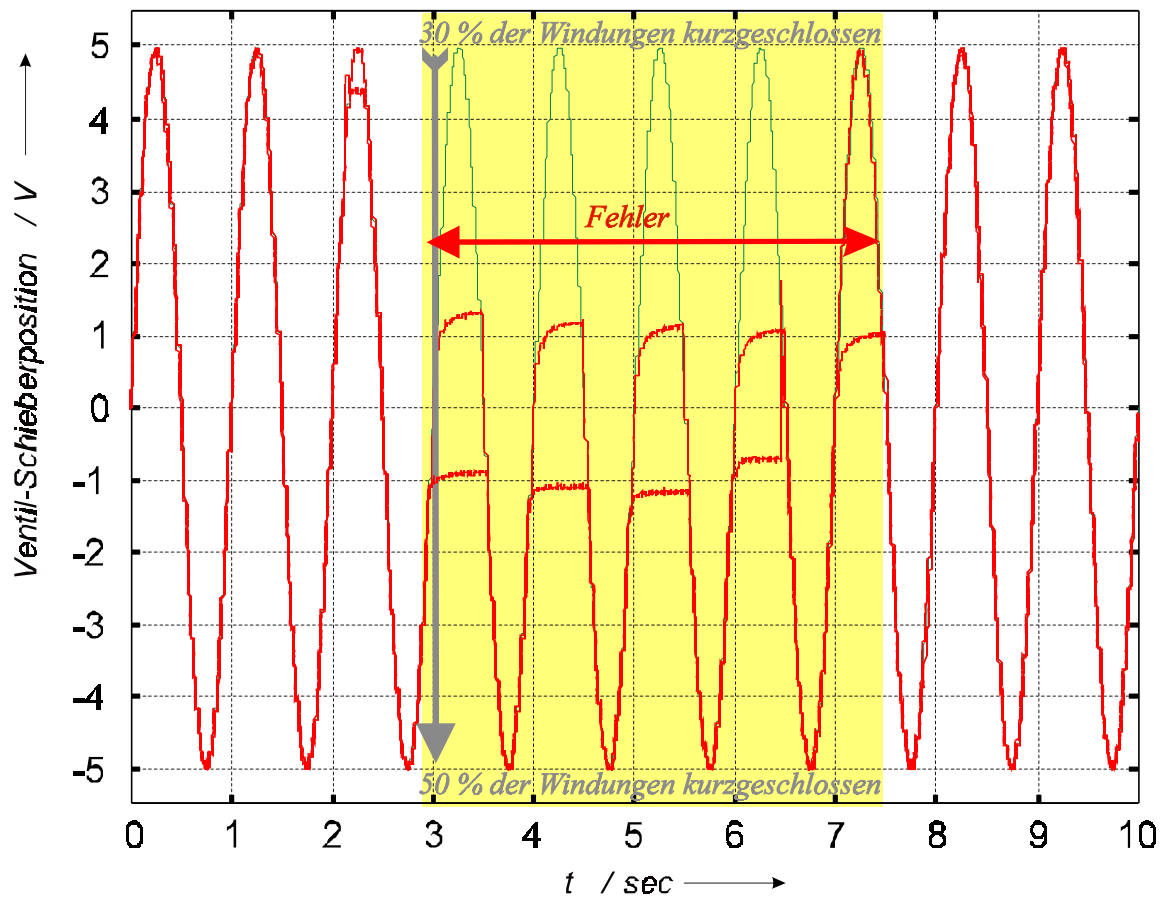


Bild 9.22: Die Auswirkung eines möglichen Windungsschlusses im Magnetsystem auf die Ventilschieberposition

9.4.3 Schätzung der physikalischen Hubmagnetparameter mit künstlichem Fehler

Die Übertragungsfunktion des Hubmagneten als eines Verzögerungsgliedes 1. Ordnung lautet:

$$G(s) = \frac{U(s)}{I(s)} = \frac{K}{1+T \cdot s} \quad (9.11)$$

mit $K=1/R$ Verstärkungsfaktor und $T= L/R$ Zeitkonstante

Als unbekannte physikalische Parameter sollen die Induktivität L , der Widerstand R und der Spulenstrom I des Hubmagneten geschätzt werden. Es ergibt sich somit der im Filtermodell verwendete Schätzvektor:

$$\underline{x}^T = \left[I \quad R \quad \frac{L}{R} \right] \quad (9.12)$$

Die zugehörige Systemgleichung f lautet:

$$\dot{f} = \dot{x} = \begin{bmatrix} u \cdot x_3 & -x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (9.13)$$

Das Eingangssignal des Hubmagneten ist die Spulenspannung u . Als Ausgang des Systems wird der Spulenstrom I betrachtet. Im drucklosen Zustand wurde das Ventil mit PRB-Signalen (mit der Amplitude von 1 V und bei einer Taktfrequenz von 100 Hz) angeregt und der Spulenstrom gemessen. Die Abtastung der Meßwerte erfolgte mit einer Abtastrate von 36 kHz.

Als Anfangswerte des Zustandsvektors werden die folgenden Startwerte vorgegeben:

$$\hat{x}(t_0) = [1,2 \quad 5 \quad 12,5]^T \quad (9.14)$$

Für die zugehörigen Anfangsfehlerkovarianzen wird angesetzt:

$$\text{diag}\{P_0\} = [0,012 \quad 0,01 \quad 0,0001]^T \quad (9.15)$$

Der Kovarianz des Systemrauschens werden die folgenden Werte vorgegeben:

$$\text{diag}\{Q\} = [10^{-6} \quad 10^{-7} \quad 10^{-5}]^T \quad (9.16)$$

Für die Kovarianz des Meßrauschens wird der durch die Auflösung der Meßkarte bestimmte Wert $R = [10^{-6}]$ verwendet. Gemessener und simulierter Spulenstrom sowie die Parameter und Kovarianzverläufe sind Bild 9.23 dargestellt.

Zur Fehlersimulation des Windungsschlusses (siehe Kapitel 3) wurden zum Zeitpunkt $t=1.8s$ mehrere Spulen gleicher Bauart parallel zur Arbeitsspule geschaltet. Der Bereich, in dem der Windungsschluß künstlich erzeugt wurde, ist in den betreffenden Bildern grau hinterlegt. Bevor der Windungsschluß aktiv wird (fehlerfreier Fall), ergeben sich der Mittelwert der identifizierten Parameter für den Spulenwiderstand von $7,5431 \Omega$ und für die Induktivität von $0,0591 H$. Die Abweichung zwischen dem gemessenen und dem geschätzten Spulenstrom ist sehr gering. Nach der Schätzung ist eine gute Übereinstimmung zwischen gemessenem und geschätztem Spulenstrom erkennbar. Für den fehlerbehafteten Zustand beträgt der Mittelwert für den identifizierten Spulenwiderstand $5,4415 \Omega$, und für die identifizierte Induktivität der Spule $0,0416 H$. Die Mittelwerte der identifizierten Parameter sind in Tabelle 9.4 dargestellt.

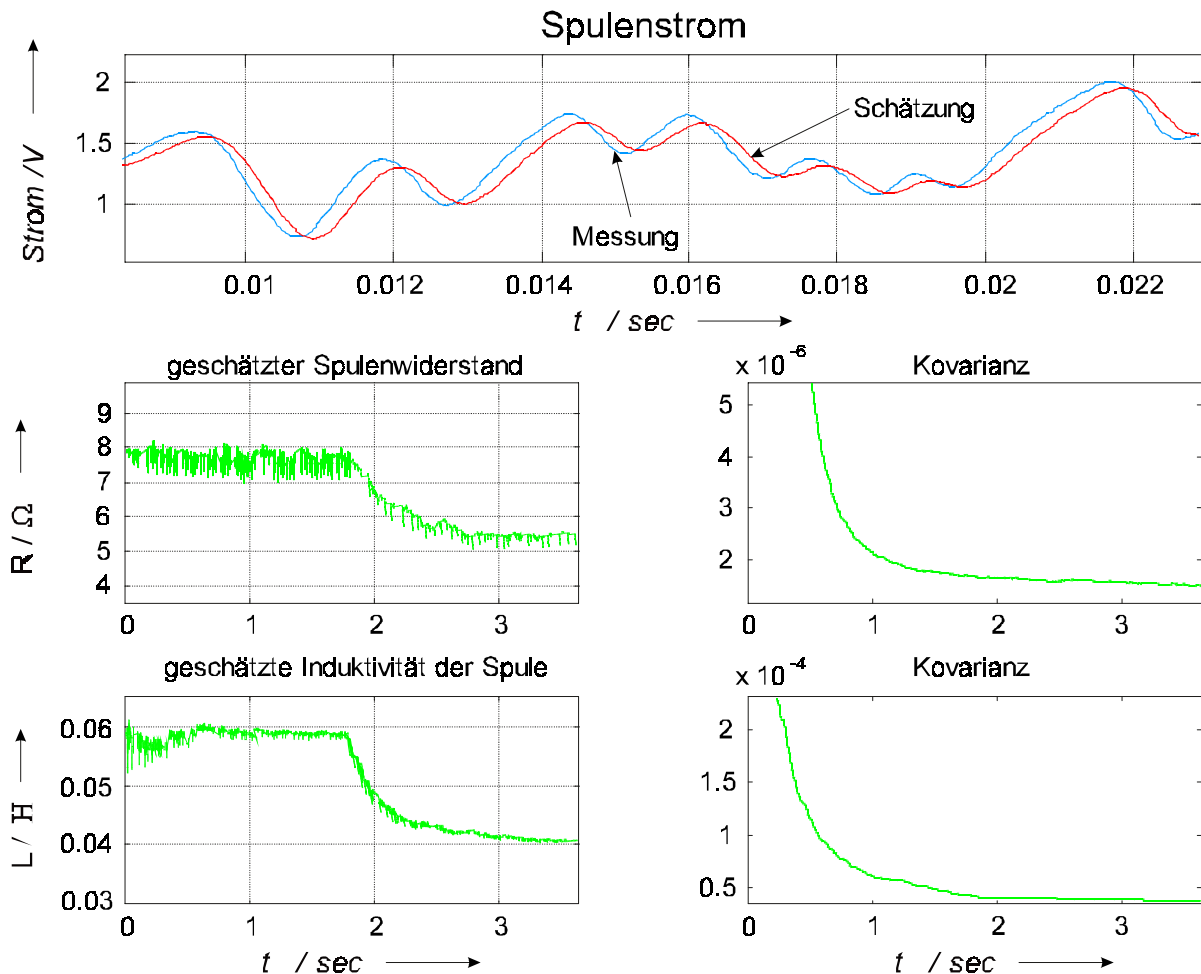


Bild 9.23: Gemessener und simulierter Spulenstrom sowie identifizierte Parameter R und L

Nach dem Vergleich (Tabelle 9.4) der identifizierten Parameter im fehlerfreien und fehlerbehafteten Zustand miteinander wird festgestellt, daß die beiden identifizierten Parameter der Spule in beiden Fällen (sowohl ohne künstlichen als auch mit künstlichem Fehler) geringere Werte annehmen.

Mit einem Vergleich des Ventils im fehlerfreien und fehlerbehafteten Zustand (künstlicher Windungsschluß) konnte ein Fehlverhalten identifiziert werden. In diesem Fall konnte der Einzelfehler durch die Änderung von Widerstand und Induktivität diagnostiziert werden.

Ebenso wurden die Induktivität und der Widerstand des Hubmagneten im stationären Zustand mit Hilfe eines RLC-Meßgerät ermittelt. Dadurch kann die Frequenzabhängigkeit der physikalischen Größen der Spule untersucht werden, indem unter Vorgabe der Frequenz eine

Wechselspannung an den Hubmagneten angelegt wird. Demzufolge werden einerseits Real- und Imaginärteil und andererseits die Güte und Dämpfung gemessen. Das Regelventil Bosch NG6 wurde für verschiedene Frequenzen untersucht. Die Ergebnisse sind in der Tabelle 9.4 dargestellt.

Tabelle 9.4: Ermittlung der physikalischen Größen des Hubmagneten

Zustand des Ventils	Position des Schiebers	Frequenz	Messung mit RLC-Meßgerät bei unbewegtem Anker	
Hubmagnet		f / Hz	Widerstand R / Ω	Induktivität L / mH
intakt	½ Hub		2.6	80
intakt	fail-safe	0	2.65	--
		100	14.69	30.98
		1000	55.7	10.2
		10000	177.3	4.01
		100000	1750	1.48
		PRB-Signal	Simulation für fehlerfrei Magnet mit PRBS (bei Anregung im Regelkreises)	
intakt	Nullpunkt	bis 100	7.5431	0.0591
		PRB-Signal	Simulation für <i>Windungsschluß</i> des Magnets (bei Anregung im Regelkreises)	
fehlerbehaftet	Nullpunkt	bis 100	4.4415	0.0416

Die Messungen bei unbewegtem Anker zeigen, daß die Magnetparameter erwartungsgemäß deutlich frequenzabhängig sind. Bei zunehmender Frequenz nimmt der Widerstand zu und die Induktivität ab. Die hohen Werte bei 100 kHz lassen sich durch den Skineffekt argumentieren. Wechselströme werden durch die Bildung von Wirbelströmen im Leiterinnern zur Leiteroberfläche hin verdrängt.

Die Identifikationsergebnisse der dynamischen Parameter zeigen, daß im fehlerbehafteten Zustand sowohl Induktivität als auch der Widerstand des Magneten einen kleineren Wert annehmen. Die Induktivität und der Widerstand des Magneten hat wie zu erwarten bei kleiner werdender Leistung abgenommen. Aber eine kleiner werdende Leistung bedeutet nicht unbedingt Kurzschluß in den Windungen. Die Untersuchung findet in einem geschlossenen Regelkreis statt. Im elektronischen Teilsystem können jedoch auch Fehler in der Ansteuerlektronik (elektronische Komponente) auftreten. Diese sind durch äußere Beschaltung nicht reproduzierbar und wurden deshalb nicht experimentell untersucht. Das vereinfachte Modell ermöglicht nur eine Abbildung in Spulenwiderstand und Induktivität. Eine über die Fehlerdetektion hinausgehende Lokalisierung der physikalische Ursache ist deshalb mit dem vorliegenden vereinfachten Modell nicht möglich. Dazu müßte eine detaillierte Modellierung von Spulensystem mit Ansteuer-

elektronik vorgenommen werden. So kann z. B.: das Ventil in die Funktionsblöcke (elektronische, elektromechanische und hydraulische Komponente) aufgeteilt werden (Bild 9.19). Der elektronische Reglerbaustein ist eine Kaskadenregelung mit untergeordnetem Stromregler. So wäre z. B. zu untersuchen, ob nur ein Windungsschluß eine geringere Leistung des Antriebes zur Folge hat oder ob der Stromregler dies kompensiert und eine höhere Stromaufnahme die Folge ist. Die systematische Aufteilung ist in Bild 9.24 gezeigt.

9.5 Modell des mechanischen Teilsystem

Das mechanische Teilsystem wandelt die antreibende Magnetkraft in eine translatorische Stellbewegung. Für das Feder-Masse System gilt die bekannte Newtonsche Gleichung

$$m \cdot \ddot{y}_s(t) = \sum F_{\text{Wirk}}(t) = F_{\text{Mag}}(t) + F_L(t) - F_R(t) - c_f \cdot \dot{y}_s(t) \quad (9.17)$$

wobei die Summe alle bewegten Massen (Stößel, Lastmassen) beinhaltet und C_f eine konstante Federkenngröße ist. Die wirkenden Kräfte setzen sich dabei aus der antreibenden Magnetkraft F_{Mag} , der äußeren Belastung F_L , der Federkraft sowie einer Reibungskomponente F_R zusammen. Eine besondere Beachtung erfahren die Strömungskräfte am Ventilschieber. Infolge der Strahlumlenkung an den Steuerkanten entsteht eine Strömungskraft auf den Steuerschieber, deren axiale Komponente eine nicht zu vernachlässigende Rückwirkung auf den Linearmotor hat. Die Strömungskraft setzt sich aus einem statischen und einem dynamischen Anteil zusammen. Nach [5] berechnet sich die Strömungskraft F_{Str} z. B. an der ersten Steuerkante im Bild 7.1 bei öffnendem Steuerkolben zu:

$$F_{\text{Str}i} = \underbrace{\rho \cdot v_{\text{Str}} \cdot Q_i \cdot \cos(\varepsilon)}_{\text{stationärer Anteil}} + \underbrace{\rho \cdot l \cdot \dot{Q}_i}_{\text{dynamischer Anteil}} \quad (9.18)$$

mit: v_{Str} Strömungsgeschwindigkeit im Steuerquerschnitt,
 ε Strahl-Ablenkwinkel,
 l Länge der axial beschleunigten Ölsäule.

Der stationäre Kraftanteil wirkt immer in Schließrichtung der jeweiligen Steuerkante. Der dynamische Kraftanteil ändert dagegen sein Vorzeichen mit der Durchflußrichtung. Da die Volumenströme Q_1 und Q_3 bzw. Q_2 und Q_4 bei dem in Bild 7.1 gezeigten Steuerschieber immer gegensinnig sind, heben sich die dynamischen Kraftanteile im Mittel auf und können vernachlässigt werden. Durch weitere Vereinfachungen kann man zeigen, daß sich die stationäre Strömungskraft F_{Str} bei geringen Lastkräften am Zylinder proportional zum Ventilhub y_s verhält und damit wie eine Feder wirkt.

Die Reibungskräfte $F_{R\pm}$ entstehen in dem hydraulischen Teilsystem und in den mechanischen Führungen des Magnetankers und der betätigten Elemente (siehe 7.2.2.1).

Das mechanische System kann in Abhängigkeit von Bewegungszustand, -richtung und Reibungsmodell gemäß den Gl. (9.20) und (9.21) beschrieben werden. Es gilt im Zustand mechanischer Ruhe (Haftzustand, $dy_s / dt = 0$)

$$y_s = \text{const} \quad \text{für} \quad F_{R\pm}(y_s, \dot{y}_s) > |F_{Mag}(I, y_s) + F_{Str} - c_f \cdot y_s(t)| \quad (9.19)$$

und im Zustand mechanischer Bewegung (Bewegungszustand, $dy_s / dt \neq 0$)

$$m \cdot \ddot{y}_s(t) + c_f \cdot y_s(t) = F_{Mag}(I; y_s) + F_{Str} - F_{R+}(y_s, \dot{y}_s \neq 0) \quad \text{für} \quad \dot{y}_s > 0 \quad (9.20)$$

$$m \cdot \ddot{y}_s(t) + c_f \cdot y_s(t) = F_{Mag}(I; y_s) + F_{Str} - F_{R-}(y_s, \dot{y}_s \neq 0) \quad \text{für} \quad \dot{y}_s < 0 \quad (9.21)$$

Die Kombination der Bilanz- und Zustandsgleichungen führt zu einem System von nichtlinearen Differentialgleichungen. Dies ermöglicht eine vollständige Beschreibung des statischen und dynamischen Prozeßverhaltens. Das resultierende Blockschaltbild ist für den regelungstechnischen Bewegungszustand in Bild 9.24 dargestellt. Es bildet die Ausgangsbasis für die Simulation und systemtheoretische Analyse des Ventils.

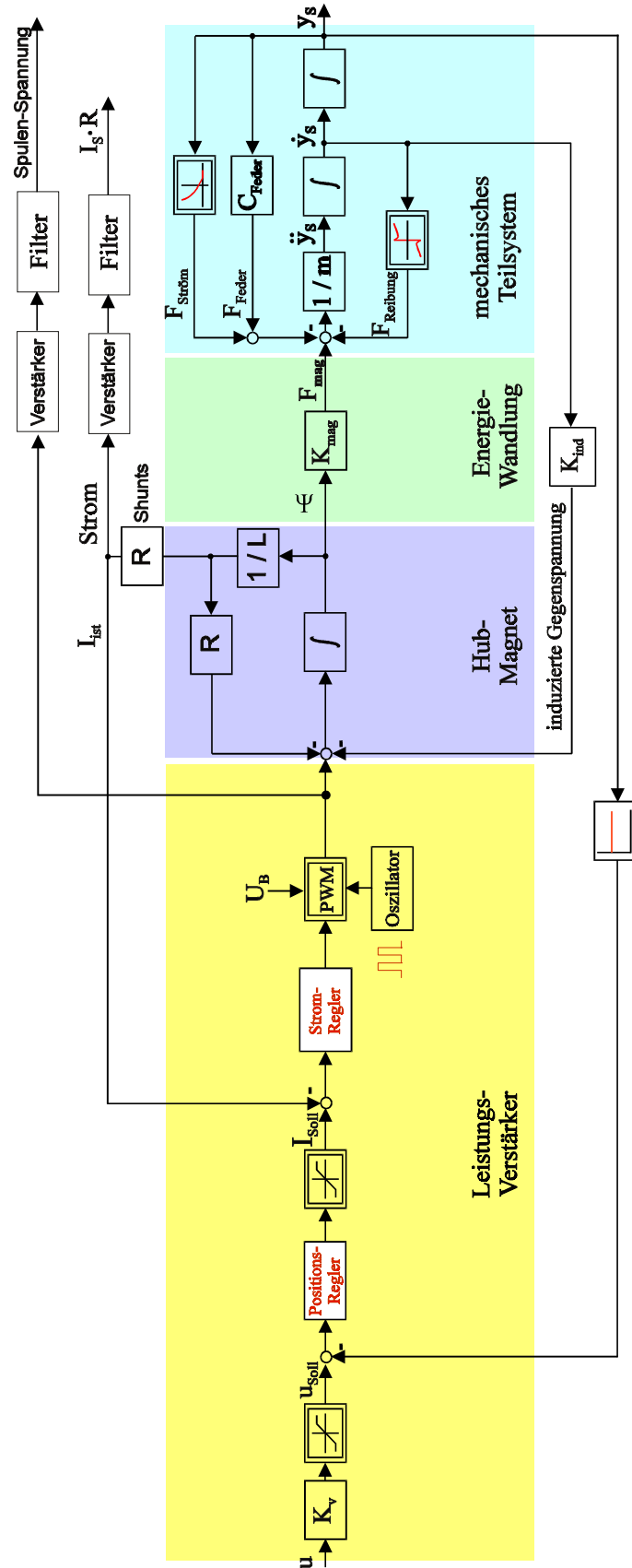


Bild 9.24: Gesamtmodell des Proportionalventils

10 Zusammenfassung und Ausblick

Bei der Komplexität heutiger industrieller Prozesse gewinnen die Fehlerfrühidentifikation und -diagnose immer mehr an Bedeutung. Die Gefahr von Ausfällen soll vor deren Eintreten identifiziert werden können und ein rechtzeitiges Eingreifen ermöglichen, denn Fehleridentifikationssysteme sollen dazu dienen, diese Störungen und Ausfälle möglichst zu vermeiden. **Ziel** dieser Arbeit ist es, neue Fehleridentifikationssysteme für den Einsatz in ölhydraulischen Anlagen zu entwickeln, die mit einem minimalen sensorischen Aufwand auskommen.

Fehleridentifikationssysteme können durch verschiedene Methoden implementiert werden:

- **Signalgestützte Methoden** haben den Vorteil, daß bei der Implementierung von Algorithmen keine besonderen Kenntnisse über die interne Struktur des Systems gebraucht werden, sondern es werden lediglich die Werte der Kenngrößen im fehlerfreien Zustand vorgegeben. Wird eine signalgestützte Kenngröße als einzelnes Merkmal betrachtet, dann sind Abweichungen vom Nominalfall lediglich als Alarmsignal nutzbar. Eine Unterscheidung zwischen verschiedenen Fehlern ist hier nicht immer möglich. Erst durch aufwendige Auswertungsmethoden mit mehreren signalgestützten Kenngrößen können bestimmte Fehler auch voneinander unterschieden werden.
- Im Gegensatz dazu ist es bei **modellgestützten Methoden** möglich, die Fehler durch nicht-meßbare, prozeßinterne Größen (Parameter), die aus einer Modellbildung gewonnen wurden, aus einigen wenigen meßbaren Prozeßsignalen zu gewinnen und auszuwerten. Die Vorteile dieser Verfahren liegen in dem geringen Meßaufwand, was die Zuverlässigkeit des Diagnosesystems erhöht.

Das **zentrale Untersuchungsobjekt** ist ein elektrohydraulisches Linearantriebssystem (Proportionalventil und Hydrozylinder) in einer ölhydraulischen Anlage. Zum Einsatz kamen im wesentlichen modellgestützte Fehleridentifikationssysteme. Nach eingehender Analyse und einer Literaturrecherche zum Stand der Technik und zu aktuellen Entwicklungen wurde ein Gesamtkonzept zur Fehleridentifikation und -diagnose ausgearbeitet.

Typische potentielle Fehler bei Linearantriebssystemen sind: erhöhte Reibung, erhöhte innere Leckage, Windungsschluß, Kavitations- und Strahl-Erosion. Einige diese Fehler, wie z. B. erhöhte Reibung am Schieber, können künstlich reproduziert werden. Um die Auswirkungen des Fehlers zu simulieren, sind aufwendige Konstruktionsarbeiten notwendig. Fehler, die durch Erosion entstehen können, sind nur durch Sonderanfertigungen der jeweiligen Bauteile künstlich zu erzeugen. Dies ist sehr kostenintensiv. Um diese Fehler kostengünstig untersuchen zu können, ist es effektiver, reale fehlerbehaftete Bauteile in den Versuchsstand zu integrieren.

Somit sind die wesentlichen Anforderungen an die **Konzeption des Versuchsstands**:

- Flexibilität für viele Arten von Fehlern ohne zeitaufwendige Umbauarbeiten
- Versuche ohne Austausch der Komponenten
- Simulation spontaner dynamischer Änderungen

Der entwickelte Versuchsstand sieht die freie Kombinierbarkeit von Teilsystemen zur Fehleruntersuchung vor. So lassen sich beliebige fehlerbehaftete und fehlerfreie Komponenten untersuchen.

Daher konzentrierte sich die weitere Arbeit auf **ausgewählte Fehler** wie: *innere Leckage* beim Hydrozylinder, *Reibkraftänderung* und *Windungsschluß* am Proportionalventil, die durch äußere Veränderungen reproduzierbar und damit allgemeingültig implementiert werden können.

Zur **Demonstration der Fehleridentifikation** wurde künstlich eine erhöhte innere Leckage des Hydrozylinders erzeugt, wodurch ein Defekt der Kolbendichtung simuliert wird. Das **Frequenzgangverfahren** ermöglicht eine sehr genaue Prozeßidentifikation, ohne eine zeitaufwendige mathematisch-physikalische Modellbildung durchführen zu müssen. Mit einem Frequenzkennlinienvergleich des Hydrozylinders im fehlerfreien und fehlerbehafteten Zustand konnte ein Fehlverhalten identifiziert und diagnostiziert werden. Im allgemeinen ist jedoch eine detaillierte Fehlerdiagnose von zusammengesetzten Fehlern mit der Frequenzgangmethode anhand Parameteränderungen des Systems sehr aufwendig. Um eine detaillierte Diagnose durchführen zu können, wird ein theoretisches, physikalisch interpretierbares Modell benötigt.

Hierzu wurde das **zeitkontinuierliche, physikalische Prozeßmodell** der Vierkantensteuerung des Ventils und Hydrozylinders entwickelt.

Als **Parameterschätzmethode** zur Fehleridentifikation bei der entwickelten Modellbildung wurde zuerst in dieser Arbeit eine numerisch verbesserte Realisierung der Methode der kleinsten Quadrate DSFI (discrete square root filter in the information form) benutzt. Der durch einen Bypass vergrößerte Wert des Leckölkoeffizienten K_L wurde korrekt geschätzt. Dadurch sind sowohl Fehleridentifikation als auch Fehlerdiagnose gewährleistet.

Die Anwendung der Parameterschätzmethoden setzen im wesentlichen ein lineares Modell voraus. Diese linearen Schätzmethoden lassen sich für nichtlineare Prozesse nur eingeschränkt verwenden. Für bestimmte Klassen von nichtlinearen Systemen (mit stetig differenzierbaren Nichtlinearitäten) lassen sich Modellansätze verwenden, die einen Einsatz der Parameterschätzmethoden ermöglichen. Ein direkter Bezug zu den physikalischen Ursachen eines Fehlers geht dabei allerdings verloren.

Die **gleichzeitige Schätzung von Parametern und Zustandsgrößen** führt wegen der multiplikativen Verknüpfungen zu einem nichtlinearen Schätzproblem, auf das die beschriebenen Parameterschätzmethoden nicht anwendbar sind. Zur Fehleridentifikation am

elektrohydraulischen Linearantriebssystem, welches ein nichtlineares Mehrgrößensystem darstellt, wurde deshalb als weiteres Verfahren ein nichtlinearer Optimalfilter zur Parameterschätzung und Fehleridentifikation angewendet. Bei dem verwendeten Filter handelt es sich um das kontinuierlich-diskrete, erweiterte Kalman-Filter mit einer Erweiterung des Zustandsvektors um die zu schätzenden Parameter. Aus einer Änderung der geschätzten physikalischen Parameter ist eine direkte Bestimmung der Fehlerursache möglich (Diagnose). Grundlage der Parameterschätzung bildet ein den Prozeß hinreichend genau beschreibendes, mathematisches Modell. Mit dieser Methode wurde ein in das System eingebrachter Fehler zuverlässig erkannt. Daher ist anhand des geschätzten Parameters eine direkte Fehlerdiagnose möglich.

Zur ***Simulation der erhöhten Reibung*** am Ventilschieber wurden mehrere Lösungsvarianten erarbeitet. Dabei sollte nach der konstruktiven Veränderung des Ventils weiterhin ein fehlerfreier Betrieb möglich sein. Die Meßergebnisse sollten reproduzierbar sein sowie durch die Umgestaltung kein zusätzlicher Verschleiß entstehen. Die Untersuchungen zeigen eine sehr gute Übereinstimmung des dynamischen Verhaltens zwischen modifiziertem Ventil- und Originalventil. Eine Vorrichtung zur Fehlersimulation durch zusätzlich aufgebraachte Reibkräfte steht damit zur Verfügung.

Das Verfahren des nichtlinearen Optimalfilters wurde auch für die weitere Identifikation und Diagnose an Komponenten des Ventils eingesetzt. Nach der ***Identifikation der konstruktiv veränderten Ventilparameter*** (vereinfachtes Modell PT2) wurde die Auswirkung von erhöhter Reibung erprobt. Mit einem Vergleich des Ventils im fehlerfreien und fehlerbehafteten (künstlich erhöhte Reibung) Zustand, konnte ein Fehlverhalten identifiziert werden. In diesem Fall konnte der Einzelfehler durch die Änderung der Dämpfung und Eigenfrequenz diagnostiziert werden.

Ebenso konnte mit einem Vergleich des Ventils im fehlerfreien und fehlerbehafteten (künstlicher Windungsschluß) Zustand ein Fehlverhalten identifiziert werden. In diesem Fall konnte der Einzelfehler durch die Änderung von Widerstand und Induktivität diagnostiziert werden.

Als Ausblick sollen außerdem Fehler in der Ansteuerungseinheit (elektronische Komponente des Ventils) untersucht werden. Dazu kann das erforderliche Modell mit dem vorhandenen Prozeßmodell zu einem Gesamtmodell verknüpft werden, so daß die Fehleridentifikation und die -diagnose auf das vollständige System erweitert wird (Bild 9.19 und Bild 9.24). Mit einer erweiterten Identifikation der Parameteränderungen läßt sich die Regelung mit der Fehleridentifikation kombinieren

Anhang:

A : Modellbildung des Hubmagneten

Der magnetische Kreis der Spule ist in der Mitte unterbrochen. Hier befindet sich der Anker aus ferromagnetischem Material, auf den die Kraft durch das Magnetfeld wirkt. Im Bereich der Unterbrechung des magnetischen Kreises der Spule ist - der ansonsten aus ferromagnetischem Material bestehende Träger - durch ein Messingrohrstück ersetzt.

Bei Änderung des Magnetfeldes werden in diesem Messingrohr und im Stößel Ströme induziert, die der Magnetfeldänderung entgegenwirken. Für das dynamische Verhalten wird daher dieses Komponentensystem in erster Näherung als einen Transformator mit kurzgeschlossener Sekundärwicklung angesehen (Bild A1 b). Somit wird ein physikalisch korrektes Modell erreicht. Diese Ansatz liefert sechs Unbekannte. Somit müssen sechs Gleichungen zur Verfügung stehen. Daher ist es notwendig, drei Messungen mit verschiedenen Frequenzen durchzuführen. An Hand der durchgeführten Messungen werden die Parameter des Modells ermittelt. Diese Methode ist sehr zeitintensiv, so daß eine vereinfachte Modellbildung vorgenommen wird. Die zweite (weiter vereinfachte) Möglichkeit (Bild A1 c) besteht in einem einfachen RL-Glied (einem Spulen-Widerstand-Netzwerk). Bei dieser Möglichkeit müssen die unbekannten physikalischen Größen nur für eine Frequenz bestimmt werden. Für diese Modellbildung liefert diese Methode Ergebnisse mit ausreichender Genauigkeit. Das magnetische System nach (Bild A1 c) besteht aus einem Spulen-Widerstand-Netzwerk und dem kraftumsetzenden magnetischen Kreis. Diese Modellierung wird in dieser Arbeit eingesetzt.

Allgemein läßt sich der Hubmagnet als einen Zweipol betrachten und modellieren (Bild A1 a). Diese Betrachtung basiert auf mathematischen Überlegungen, während die beiden letzten Möglichkeiten physikalisch interpretierbar sind. Mit Hilfe mehrerer Messungen wird der Scheinwiderstand des Hubmagneten über der Frequenz ermittelt [25,91]. Dieser Verlauf wird solange approximiert bis die optimale mathematische Gleichung der Spule festgelegt werden kann. Zum Schluß werden die Parameter des Netzwerkes an Hand dieser festgelegten Gleichung bestimmt. Es sei angemerkt, daß dies zu einer sehr genauen Annäherung mit enorm hohem regelungstechnischen Aufwand führt. Durch diesen Lösungsweg verliert man allerdings den physikalischen Zusammenhang zwischen den Parametern des Modells.

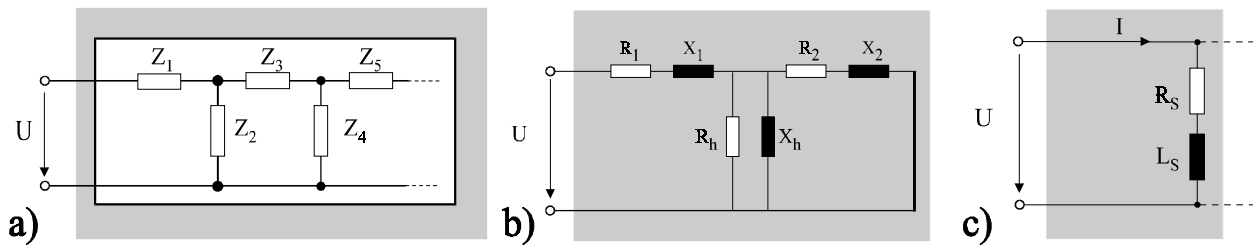


Bild A1: Schematische Modellierungsmöglichkeiten der Arbeitsspule (mathematische und physikalische Modellierung)

B Technische Daten des Versuchsstands

B1 Daten der hydraulischen Komponenten des Versuchsstands

Hydrozylinder

Typ:	Rexroth CD210D40/25-400Z1X/D2HEKM1-1T9, Differentialzylinder
Hersteller:	Mannesmann Rexroth
Betriebsdruck:	bis 210 bar
Hublänge:	400 mm
Hubgeschwindigkeit:	max. 0,5 m/s
Kolbendurchmesser:	40 mm
Kolbenstangendurchmesser:	25 mm
Kolbenabdichtung:	– zwei Kolbenführungsringe , Werkstoff: PTFE-Bz – Kompaktdichtung bestehend aus:
	• PTFE-Profilring (Primärdichtung) • O-Ring als Vorspannelement (Sekundärdichtung)
Dämpfung:	einstellbare Endlagendämpfung kolbenseitig

Proportionalventil (Regelventil)

Typ:	Bosch 0811404613 Regelventil NG6 mit integrierter Elektronik
Hersteller:	Robert Bosch GmbH
Bauart:	Schieberventil, direkt gesteuert, mit Stahlhülse, Volumenstrombeeinflussung durch Freigabe von Steuerfenstern in der Schieberhülse
Betätigung:	Proportionalmagnet mit Lageregelung
Eingangssignal:	± 10 V
Schieberweg:	± 1 mm
Nenndurchfluß:	$Q_{nom}=40$ l/min bei $\Delta p=35$ bar
Temperaturbereich:	$-20 \dots +50^\circ\text{C}$
Einsatzgrenze:	$\Delta p=100$ bar
Hysterese:	$<0.2\%$
Umkehrspanne:	$<0.1\%$
Stellzeit für Signalsprung:	<10 ms

Pumpe

Typ:	1PF 2 G2-23/008LA01MS
Hersteller:	Mannesmann Rexroth
Bauart:	Zahnradpumpe für Flanschbefestigung
Verdrängungsvolumen:	$V=8.6 \text{ cm}^3/\text{U}$

B2 Daten der Sensorik***Induktiver Wegaufnehmer***

Typ:	DCT8000C
Hersteller:	RDP Group (Vertrieb ASM)
Meßprinzip:	Linear Variable Differential Transformer (LVDT)
Meßbereich:	$\pm 200 \text{ mm}$
Linearität:	0.22%
Versorgungsspannung:	$\pm 10 \dots \pm 20 \text{ V}$ oder alternativ $+20 \dots +40 \text{ V}$
Ausgangsspannung:	$\pm 5 \text{ V}$

Druckaufnehmer

Typ:	Serie PA-23/25
Hersteller:	Keller
Meßprinzip:	piezoresistiver Druckaufnehmer
Meßbereich:	0...100 bar (Messung: Tankdruck) 0...200 bar (Messung: Pumpendruck und Kammerdrücke)
Linearität:	<0.5% vom Endbereich
Versorgungsspannung:	12...28V
Ausgangsspannungsbereich:	0...5V

Temperaturaufnehmer***Temperaturfühler:***

Typ	PT100-Vierleitertechnik
Hersteller:	Eigenbau
Meßgerät:	
Typ:	DPM 530/PT100/B3
Hersteller:	Schwille Elektronik
Meßbereich:	-150...199.9°C
Auflösung:	0.1K
Meßrate:	2,5/s
Analogausgang:	1mV/°C
Versorgungsspannung:	8...24V

Volumenstromsensor

Typ:	Zahnraddurchflußsensor: GFM 3143-03
Hersteller:	Hydrotechnik, Limburg
Meßbereich:	0.2 ... 30 l/min

Versorgungsspannung	+8 ... + 30 V
Ausgangsspannung	ca. 1 V weniger als Versorgungsspannung
Volumen pro Impuls	0.61 cm ³
Maximaldruck	630 bar
Nichtlinearität	±0.5 % v. Meßwert bei Standardviskosität 10 ... 500 mm ² /s
Reproduzierbarkeit	<0.1 % v. Meßwert

Meßprinzip:

Ein wälzgelagertes Zahnradpaar wird vom Flüssigkeitsstrom angetrieben, dessen Flüssigkeitsmenge zwischen Gehäusewandung und den Zahnücken transportiert wird. Der Sensor arbeitet hierbei nach dem Verdrängerprinzip. Die Drehzahl der Zahnräder wird berührungslos durch einen Feldplattensensor erfaßt und in elektrische Impulse gewandelt.

B3 Daten der Meßdatenerfassungskarte**Multifunktionskarte (Meßkarte)**

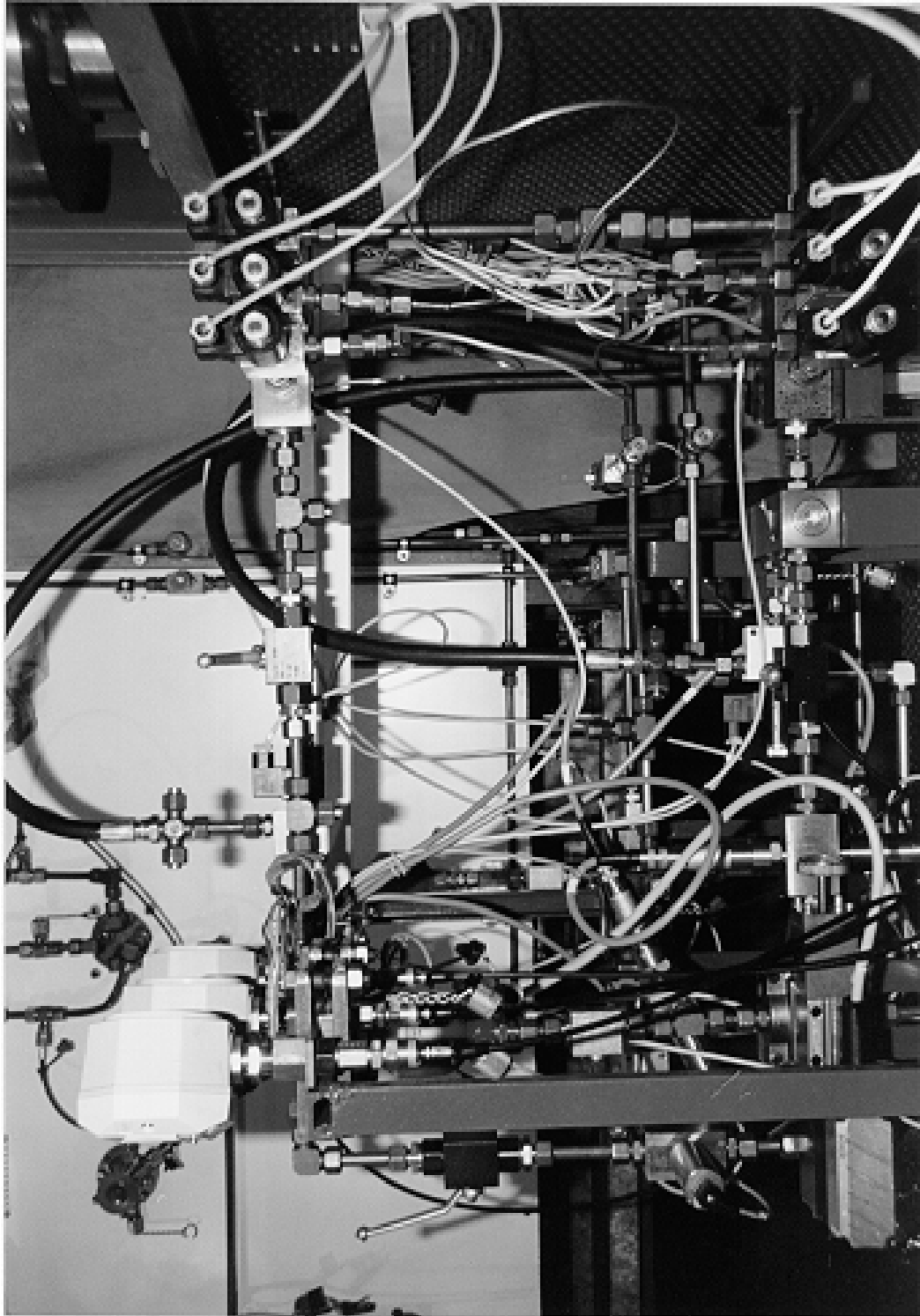
Typ:	ME-300
Hersteller:	Meilhaus Electronic
Analoge Eingänge:	
Anzahl:	16 single ended oder 8 differentiell
Eingangsbereiche:	softwareprogrammierbar:
	0...10V ±10V
	0...5V ±5V
	0...2.5V ±2.5V
	0...1.25V ±1.25V
Eingangsimpedanz:	>100MΩ, 30pF
Auflösung:	12 Bit
A/D-Wandler Typ:	MAX 176 BCPA
Summenabtastrate:	200 kHz
Diff. Nichtlinearität:	±1 LSB
Analoge Ausgänge:	
Anzahl:	4
Ausgangsbereiche:	0...10V, ±5V, ±10V
D/A-Wandler Typ:	4 fach, 12-Bit D/A-Wandler AD 664

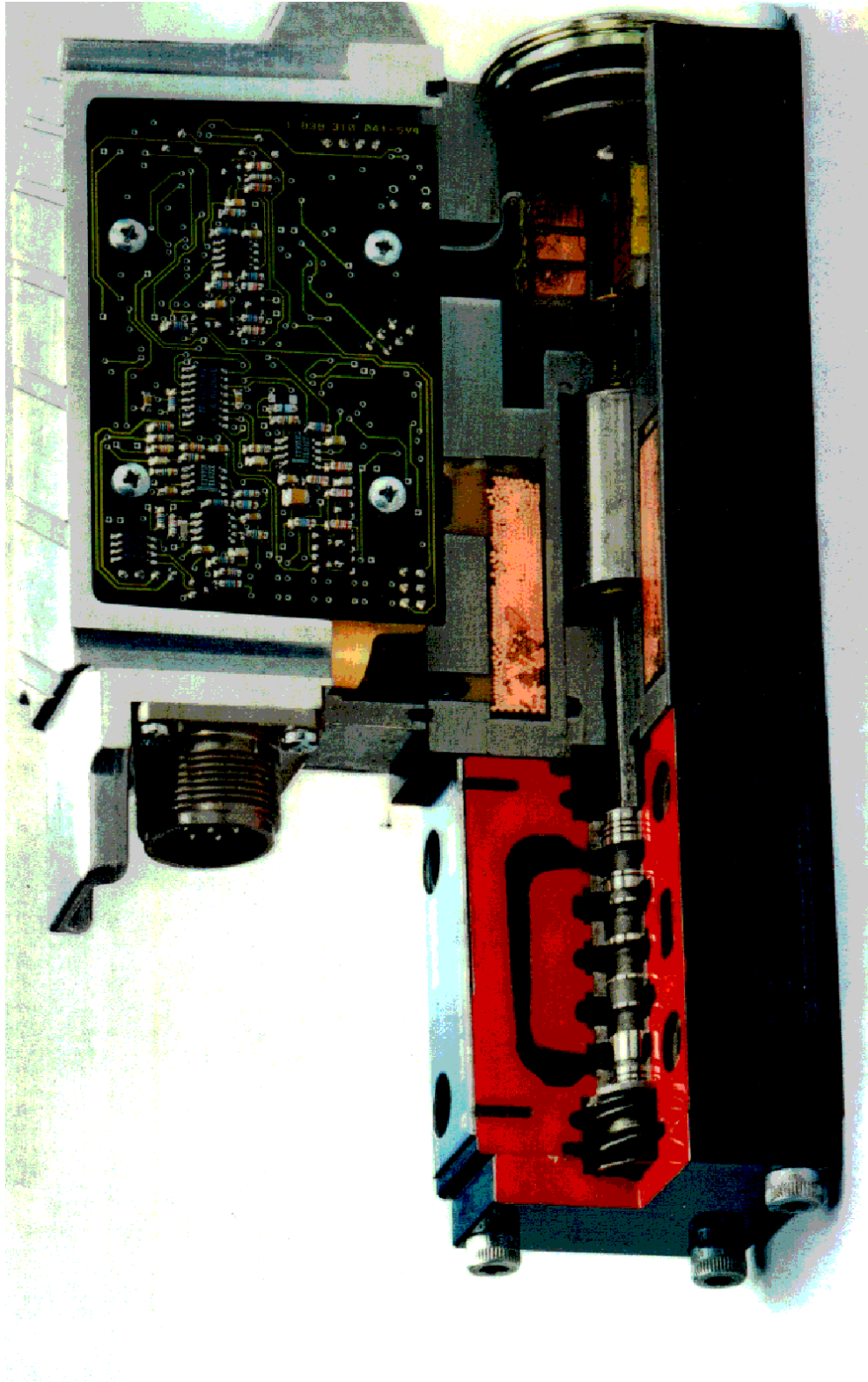
C : Fotografische Darstellung des Versuchsstandes (FESIM)

C1 : Gesamtaufnahme des Versuchsstandes



Bild C1: Kompletter Versuchsstand: „elektrohydraulisches Linearantriebssystem“ mit Sensorik, sowie einer Lastmasse von 65 kg.

C2 : Detailaufnahme der hydraulischen Komponente**Bild C2:** Hydraulische Komponente

D1 : Fotografische Darstellung des Proportionalventils (Regelventil)**Bild D1:** Schnittbild des Proportionalventils NG6 (Bosch Regelventil)

Literaturverzeichnis

- [1] Ackermann, J., : *Abtastregelung 3*, Springer Verlag, 3. Auflage, 1988
- [2] AHC: *AHC-Firmenunterlagen zum HART-COAT Oberflächenschutzverfahren*, AHC-Oberflächentechnik, 1997
- [3] Aström, K.J. und Eykhoff, P. : *System Identification. - A Survey*, Automatica Vol. 7, S. 123-162, 1971
- [4] Backé, W.: *Grundlagen und Entwicklungstendenzen in der Ventiltechnik*, „Ölhydraulik und Pneumatik“ O+P 34/7, 1990
- [5] Backé, W., : *Servohydraulik, Umdruck zur Vorlesung*, Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen, RWTH Aachen, 10. Auflage, 1992
- [6] Backé, W., Murrenhoff, H.: *Steuerungs- und Schaltungstechnik 2, Umdruck zur Vorlesung*, Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen, RWTH Aachen, 4. Auflage, 1993
- [7] Backé, W., Murrenhoff, H.: *Grundlagen der Ölhydraulik, Umdruck zur Vorlesung*, Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen, RWTH Aachen, 10. Auflage, 1994
- [8] Bauer, G. : *Ölhydraulik*, Teubner Studienskripte, 1992
- [9] Becker, H. P.: *Beiträge zur rekursiven Parameterschätzung zeitvarianter Prozesse*, Fortschrittberichte VDI Reihe 8, Nr. 203 Düsseldorf, VDI-Verlag, 1990
- [10] Biller, G. R.: *Aktive Leckageüberwachung in Fluidsystemen*, O+P 39/2, 1995
- [11] Biermann, G. J. : *Factorization methods for discrete sequential estimation*, Academic Press, New York, 1977
- [12] Birkhofer, H. : *Umdruck zur Vorlesung Maschinenelemente*, Technische Universität Darmstadt, 1994
- [13] Bosch: *Elektrohydraulische Proportional- und Regelungstechnik in Theorie und Praxis*, Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 1989
- [14] Bosch: *Regelventile ohne/mit eingebauter Elektronik*, Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 1995
- [15] Brammer, K. und Siffing, G. : *Kalman-Bucy-Filter*, Oldenbourg Verlag, München, 1975
- [16] Carolus, Th. ; Kullmann, L. ; Halász, G. : *The Influence of Elastic Tubes between Probe and Transducer on Transient Pressure Measurement*, Pressure Surges - Proceedings of 5th International Conference, September 22-24 1986, Hannover, Germany, BHRA Fluid Engineering Centre, U.K.
- [17] Deibert, R. : *Methoden zur Fehlererkennung an Komponenten im geschlossenen Regelkreis*, Fortschrittberichte VDI Reihe 8, Nr. 650, VDI-Verlag, 1997
- [18] Dickers, H. ; Vranken, H. P. ; Weingarten, F. : *Stetig-Ventile mit integrierter Elektronik*, O+P 34/11, 1990
- [19] Eykhoff, P. : *System Identification*. John Wiley & Sons, London, New York, 1974
- [20] Fasol, K.H. ; Jörgl, H.P.: *Principles of model building and identification*, „Automatica“ 16, S. 505-518, 1980
- [21] Feigel, H.-J.: *Nichtlineare Effekte am servoventilgesteuerten Linearantrieb*, O+P 31, Nr.1, S. 42-48, 1987
- [22] Feigel, H.-J.: *Dynamische Kenngrößen eines Differentialzylinders*, O+P, 31, Nr.2, S. 138-147, 1987

- [23] Findeisen, D.+F.: *Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik*, 4. Auflage, Springer-Verlag, 1994
- [24] Fluid-Zeitschrift : *Hydraulik, Pneumatik, Elektronik*, März 1996
- [25] Föllinger, O.: *Regelungstechnik. Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*, 6. Auflage, Hüthig Buch Verlag, Heidelberg, 1990
- [26] Frank, P. M. : *Diagnoseverfahren in der Automatisierungstechnik*, at- Automatisierungstechnik 42/2, 1994
- [27] Gallmann, P.: *An iterative method for the identification of nonlinear systems using an Uryson-model*. IEEE Trans Autom Control AC-20, S. 771-775, 1975
- [28] Gelb, A.: *Applied Optimal Estimation*, M. I. T. Press Cambridge, 1974
- [29] Haas, W. ; Hörl, L. : *Verschleiß an O-Ringen*, O+P 40/5, 1996
- [30] Hänsler, E.: *Statistische Signale: Grundlagen und Anwendungen*, Springer-Verlag, 1991
- [31] Hartung, R. ; Haas, W. : *Diagnose und Vermeidung von Leckagen*, O+P 37/7, 1993
- [32] Haykin, S.: *Adaptive Filter Theorie*. Prentice Hall, Englewood Cliffs, Nj, 1986
- [33] He, X.: *Modellgestützte Fehlererkennung mittels Parameterschätzung zur wissensbasierten Fehlerdiagnose an einem Vorschubantrieb*, Fortschrittberichte VDI Reihe 8 Nr. 354. Düsseldorf, VDI-Verlag, 1993
- [34] Helduser, S. : *Innovationen im Maschinenbau durch fluidtechnische Komponenten und Systeme*, O+P 40/6, 1996
- [35] Hlawitschka, E. : *Zu Verfahren der technischen Diagnostik von Hydraulik- anlagen, Konstruktion* 40/442-446, 1988
- [36] Höfling, T.: *Methoden zur Fehlererkennung mit Parameterschätzung und Paritätsgleichungen*, Fortschrittberichte VDI Reihe 8 Nr. 546. Düsseldorf, VDI-Verlag, 1996
- [37] Hutter, K.: *Einführung in die Fluid- und Thermodynamik*, Institut für Mechanik, TU Darmstadt: Selbstverlag, 1991
- [38] Idelchik, I. E.: *Handbook of Hydraulic Resistance, Second Edition*, Springer-Verlag, Berlin, 1986
- [39] Isermann, R.: *Digitale Regelsysteme. Band I,II*, 2. Auflage, Springer-Verlag, 1988
- [40] Isermann, R.: *Identifikation dynamischer Systeme Band I,II*, 2. Auflage, Springer-Verlag, 1992
- [41] Isermann, R.(Hrsg): *Überwachung und Fehlerdiagnose: Moderne Methoden und ihre Anwendungen bei technischen Systemen*, Düsseldorf, VDI-Verlag, 1994
- [42] Isermann, R. : *Zur Integration von Fehlererkennungs- und Diagnosemethoden*, GMA-Aussprachetag "Meßsignalverarbeitung und Diagnose - Mittel zur Prozeß- und Qualitätssicherung", Langen, 21./22. März 1995
- [43] Isermann, R. : *Modellgestützte Überwachung und Fehlerdiagnose technischer Systeme (Teil 1 u. 2)*, atp - Automatisierungstechnische Praxis 5 u. 6, 1996
- [44] Kaminski, P. G. : Bryson, A. E. und Schmidt, S. F.: *Discrete square root filtering: a survey of current techniques*, IEEE Trans. AC-16, S. 727-736, 1996
- [45] Kazemi-Moghaddam, A. : *Vergleich verschiedener Methoden zur Fehlerfrüherkennung und -diagnose an ölhydraulischen Systemen*, Diplomarbeit TU Darmstadt, 1998
- [46] Keller, H.: *Wissensbasierte Inbetriebnahme und adaptive Regelung eines pneumatischen Linearantriebs*, Fortschrittberichte VDI Reihe 8 Nr. 412. Düsseldorf, VDI-Verlag, 1994
- [47] Klingauf, U.: *Untersuchung der Systemdynamik eines fehlertoleranten elektrohydraulischen Stellantriebes mit Direct-Drive-Ventil (DDV)*, Fortschrittberichte VDI Reihe 8 Nr. 547. Düsseldorf, VDI-Verlag, 1996

- [48] Knapp, T.: *Parameteradaptive Regelung zeitvarianter und komplexer Prozesse*, Fortschrittberichte VDI Reihe 8 Nr. 331. Düsseldorf, VDI-Verlag, 1993
- [49] Kofahl, R.: *Verfahren zur Vermeidung numerischer Fehler bei Parameterschätzung und Optimalfilterung*, Automatisierungstechnik at 34, Heft 11, S. 421-431; 1986
- [50] Kofahl, R.: *Parameteradaptive Regelungen mit robusten Eigenschaften*, Fachberichte Messen Steuern Regeln, Heft 39, Springer Verlag, 1988
- [51] Krausskopf-Taschenbücher : *Grundlagen der Ölhydraulik; Bauelemente der Ölhydraulik*, Otto Krausskopf-Verlag, Mainz 1973
- [52] Krebs, V.: *Nichtlineare Filterung*, R. Oldenburg-Verlag, München u. a. , 1980
- [53] Kreß, R.: *Echtzeitdiagnose für einen redundanten elektrohydraulischen Stellantrieb mit einem digitalen Signalprozessor*, Diplomarbeit, TU Darmstadt, Fachgebiet FMRT, Darmstadt, 1995
- [54] Krorkmaz, F. : *Hydrospeicher als Energiespeicher*, Springer-Verlag, 1982
- [55] Kubbat, W.: *Skriptum zur Vorlesung Regelungstechnik I,II*, TU Darmstadt, 1991
- [56] Kurr, K. J. ; Stoffel, B. : *Ein aktives, mechanisches System zur Minderung von Pulsationen in hydraulischen Anlagen*, Automatisierungstechnik 43, 12/1995
- [57] Lausch, H.: *Digitale Regelung hydraulischer Antriebe mittels pulsbreitenmoduliert angesteuerter Proportionalventile*, Fortschrittberichte VDI Reihe 8, Nr. 213, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1990
- [58] Lawrence, M. D.: *Experimentelle und analytische Untersuchung der Verschmutzungsempfindlichkeit hydraulischer Komponenten*, Dissertation, Aachen, 1989
- [59] Leonhardt, S.: *Modellgestützte Fehlererkennung mit neuronalen Netzen-Überwachung von Radaufhängungen und Diesel-Einspritzanlagen*, Fortschrittberichte VDI Reihe 12 Nr. 295, Düsseldorf, VDI-Verlag, 1996
- [60] Lierschaft, K.: *Zur digitalen Regelung hydraulischer Antriebe*, Fortschrittberichte VDI Reihe 8 Nr. 335. Düsseldorf, VDI-Verlag, 1993
- [61] Littmann, K. ; Wächter, R. ; Zschocke, G : *Geräuscharmer drehzahlvariabler Pumpenantrieb*, O+P 39/11-12, 1995
- [62] Loffeld, O: *Estimationstheorie Band I,II*, Oldenbourg Verlag, München, u. a. 1990
- [63] Luenberger, D. G. : *Observers for Multivariable Systems*, IEEE Trans. Aut. Control., Volume 11, S.190-197, 1966
- [64] Lutz, Z: *Applikation und Implementierung neuartiger Algorithmen zur digitalen Lagesteuerung elektrohydraulischer Antriebssysteme*, Dissertation, Fakultät für Elektronik und Informatik, Technische Universität Chemnitz, 1992
- [65] Maier, M. : *Borland C++ Entwicklung und Design von DOS-Applikationen*, tewi Verlag, München, 1994
- [66] Maron, C.: *Methoden zur Identifikation und Lageregelung mechanischer Prozesse mit Reibung*, Fortschrittberichte VDI Reihe 8 Nr. 246. Düsseldorf, VDI-Verlag, 1991
- [67] Matlab-Simulink-User`s Guide : *The MathWorks Inc.* Firmenschrift, 1997
- [68] Matties, H. W. : *Einführung in die Ölhydraulik*, 3. Auflage Teubner-Studienbücher: Maschinenbau, 1995
- [69] MEILHAUS ELECTRONIC GmbH : *MEILHAUS Handbuch ME-260 und ME-300*, Puchheim bei München, 1995
- [70] Müller, H.K.: *Abdichtung bewegter Maschinenteile*, Waiblingen, Medienverlag Müller, 1990

- [71] Oberhofer, A.: *Über die Realisierung digitaler Zustandsregler und deren Einsatz am Beispiel der Lageregelung eines elektrohydraulischen Vorschubantriebes*, Dissertation, Technische Fakultät der Universität Erlangen-Nürnberg, Erlangen, 1989
- [72] Oehler, R.; Schönhoff, A. und Schreiber, M.: *Echtzeitfähige, modellbasierte Fehlererkennung und Diagnose zur Fertigungs- und Wartungsunterstützung*, 1. Internationales Fluidtechnisches Kolloquium in Aachen, 1998
- [73] Park, H.: *Fehlererkennung und Rekonfiguration von redundanten Ölhydraulikversorgungssystemen*, Dissertation, TU Darmstadt, Fachbereich Maschinenbau, Darmstadt, 1994
- [74] Peeken, H; Spilker, M.: *Druck- und temperaturabhängige Eigenschaften von Hydraulikflüssigkeiten, Teil 1*, O+P 25, Nr.12, S. 903-907, 1981
- [75] Perschl, F. ; Schmidt, G.; Rathert, H. : *Ein Überwachungssystem zur Fehlerdiagnose in verfahrenstechnischen Anlagen*, atp - Auto-matisierungstechnische Praxis 1, 1996
- [76] Pfeiffer, J. ; Clarenbach, W.: *Hydrospeicher in hydraulischen Energiesystemen*, Fluidtechnik-Handbuch, Vulkan Verlag Essen, 1989
- [77] Prokop, H-J.: *Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulik-Stangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen*, Berichte aus dem IMA, Universität Stuttgart, Bericht Nr 30, Stuttgart, 1989
- [78] Reklaitis, G.V., Ravindran, A. and Ragsdell, K.M., *Engineering Optimization - Methods and Applications*, John Wiley & Sons Inc., New York, USA, 1983
- [79] Schetzen, M. : *The Volterra- and Wiener-theory of nonlinear systems*, John Wiley & Sons Inc., New York, USA, 1980
- [80] Schneider, K. : *Einfluß der Meßleitungsgestaltung auf die Meßergebnisse von Druckschwankungsmessungen*, IHS Mitteilungen, Nr. 1, Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen, Universität Stuttgart, 1986
- [81] Schöneberger, W. : *Ölhydraulik, Umdruck zur Vorlesung*, Fachgebiet Turbomachinen und Fluidantriebstechnik, TU Darmstadt, 1987
- [82] Schöneberger W.: *Hydraulische Antriebe, Umdruck zur Vorlesung*, Fachgebiet Turbomachinen und Fluidantriebstechnik, TU Darmstadt, 1991
- [83] Schrader, K.: *Hydraulik-Dichtungen, Teil 1: Strömung, Reibung und Verformung im Dichtspalt*, O+P 26, Nr.3, S. 160-165, 1982
- [84] Schrader, K: *Hydraulikdichtungen; Teil 2: Schadensbilder, -ursachen, -vermeidung*, O+P 26 Nr. 5, S. 357-361, 1982
- [85] Schulz, R.: *Simulation hydraulischer Energiespeicher*, O+P 23, Nr.10, S. 729-731, 1979
- [86] Seifart, M.: *Analoge Schaltungen*. 2. Auflage. Hüthig-Verlag Heidelberg, 1988
- [87] Spurk, J.H.: *Einführung in die Theorie der Strömungen*. 2. Auflage. Springer-Verlag, 1989
- [88] Tao, J.: *Untersuchung der physikalischen Vorgänge im Dichtspalt und des Reibverhaltens von Hydraulik-Stangendichtungen*, Dissertation, TH Aachen, 1994
- [89] Teutsch, H : *Elektromagnetischer Linearmotor für direkt betätigte Servoventile*, O+P 34/11, 1990
- [90] Tietze, U. ; Schenk, C.: *Halbleiterschaltungstechnik*. 10. Auflage, Springer-Verlag, 1993
- [91] Unbehauen, L.: *Regelungstechnik 1, klassische Verfahren zur Analyse und Synthese linearer kontinuierlicher Regelsysteme*, 6. Auflage, Vieweg-Verlag, 1989
- [92] VDI-2225: *Technisch-wirtschaftliches Konstruieren*, Düsseldorf, VDI-Verlag, 1997
- [93] Vickers: *Handbuch der Hydraulik*, Vickers Systems, Bad Homburg, 1992

- [94] Walcher, H.: *Winkel- und Wegmessung im Maschinenbau*, VDI-Verlag, 1985
- [95] Weck, M : *Werkzeugmaschinen Band 2*, VDI-Verlag; Düsseldorf, 1985
- [96] Weichert, L.: *Temperaturmessung in der Technik*. 4. Auflage, Expert-Verlag, Sindelfingen, 1987
- [97] Weule, H.: *Eine Durchflußgleichung für den laminar-turbulenten Strömungsbereich*, O+P 18, Nr.1, S. 57-67, 1974
- [98] Young, P.C : *Recursive estimation and time-series analysis*, Springer Verlag , Berlin 1984
- [99] Zacharias, L.: *Applikation und Implementation neuartiger Algorithmen zur digitalen Lagesteuerung elektrohydraulischer Antriebssysteme*, Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik und Informatik der Technischen Universität Chemnitz, 1991

Verzeichnis der betreuten Studien- und Diplomarbeiten

- [100] Hunger, Sven; Turza, Ivica : *Entwurf und Untersuchungen zur Fehlerfrüherkennung am Regelventil sowie Prüfstandserweiterung zur Inbetriebnahme von proportionalen Mobilhydraulikventilen*, Studienarbeit, TU Darmstadt, 1997
- [101] Knopp Patrick: *Entwicklung eines Softwareprogramms zur Meßdatenerfassung mit graphischer on-line-Darstellung für einen ölhydraulischen Prüfstand*, Studienarbeit, TU Darmstadt, 1997
- [102] Künzel, Markus : *Simulation und experimentelle Nachbildung von Fehlern an einem Hydraulikzylinder-Antrieb*, Diplomarbeit TU-Darmstadt, 1996
- [103] Kumar, Sandeep : *Modellgestützte Fehlerfrüherkennung und -diagnose an ölhydraulischen Systemen*, Diplomarbeit TU Darmstadt 1997
- [104] Maier, Volker.: *Aufbau, Inbetriebnahme und Regelung eines elektrohydraulischen Zylinderantriebs*, Studienarbeit, TU Darmstadt, 1996
- [105] Martinez-Orduna, Amaia: *Modellierung und Auslegung von Hydrospeichern in einen ölhydraulischen Prüfstand sowie ein Verfahren zur computergestützten Kalibrierung von Drucksensoren*, Studienarbeit, TU Darmstadt, 1997
- [106] Mehrer, Thomas: *Konstruktive Modifikation eines elektrohydraulischen Ventils zur Realisierung der Fehlersimulation sowie Literaturrecherche zur Fehlerfrühidentifikation und -diagnose an ölhydraulischen Systemen*, Diplomarbeit, TU Darmstadt, 1998
- [107] Mursak, Bostjan: *Konstruktive Erweiterung des Prüfstandes sowie Entwurf eines mathematisch- physikalischen Modells zur Simulation erhöhter innerer Leckage eines hydraulischen Zylinderantriebs*, Diplomarbeit, TU Darmstadt, 1996
- [108] Stamm, Edgar : *Untersuchungen zur Fehlererkennung an einem hydraulischen Zylinderantrieb*, Studienarbeit, TU Darmstadt, 1997